

Alma Mater Studiorum – Università di Bologna

DOTTORATO DI RICERCA IN
MECCANICA E SCIENZE AVANZATE DELL'INGEGNERIA
- PROGETTO N°2: INGEGNERIA DELLE MACCHINE E
DEI SISTEMI ENERGETICI

Ciclo XXIV

Settore Concorsuale di afferenza: 09/B2 – Impianti Industriali Meccanici

Settore Scientifico disciplinare: ING-IND/17 – Impianti Industriali Meccanici

COMPONENTISTICA AVANZATA PER IMPIANTI DI COMBUSTIONE A
BIOMASSA

Presentata da: Dott. Ing. Marco Pellegrini

Coordinatore Dottorato

Relatore

Prof. Ing. Davide Moro

Prof. Ing. Cesare Sacconi

Esame finale anno 2012

Indice

1. INTRODUZIONE.....	3
2. GENERALITÀ SUGLI IMPIANTI DI PRODUZIONE DI ENERGIA DA BIOMASSA.....	4
3. CALDAIA A BIOMASSA STAND-ALONE AD IMPATTO AMBIENTALE RIDOTTO	14
4. TECNICHE DI FILTRAGGIO DEL PARTICOLATO	26
5. CELLE AD EFFETTO SEEBECK.....	40
6. LA POMPA A VAPORE O POMPA OGDEN	49
7. CAMPAGNA SPERIMENTALE SU FILTRO ANTIPARTICOLATO	55
8. CAMPAGNA SPERIMENTALE SU CELLE AD EFFETTO SEEBECK	100
9. PROGETTAZIONE DI UNA CALDAIA A BIOMASSA STAND-ALONE AD IMPATTO AMBIENTALE RIDOTTO	149
10. CONCLUSIONI.....	163
11. BIBLIOGRAFIA	165

1. Introduzione

In un quadro internazionale di forte interesse verso uno sviluppo sostenibile e sfide energetiche per il futuro, il DIEM, in collaborazione con altri istituti di ricerca ed imprese private, sta progettando l'integrazione di componentistica avanzata su di una caldaia alimentata a biomasse (Pellegrini et al., 2011). Lo scopo finale è quello di realizzare una caldaia a biomasse che produca energia in maniera più efficiente e con un impatto ambientale ridotto. L'applicazione è indirizzata inizialmente verso caldaie di piccola-media taglia (fino a 350 kW termici) vista la larga diffusione di questa tipologia di impianto. La componentistica in oggetto è:

- filtro sperimentale ad alta efficienza per la rimozione del particolato;
- celle a effetto Seebeck per la produzione di energia elettrica direttamente da energia termica senza parti meccaniche in movimento;
- pompa Ogden per la produzione di energia meccanica direttamente da energia termica;

La finalità dell'attività di ricerca è la progettazione dell'integrazione dei suddetti dispositivi con una caldaia a biomassa da 290 kW termici per la realizzazione di un prototipo di caldaia stand-alone ad impatto ambientale ridotto: in particolare, la caldaia sarà in grado, una volta raggiunte le condizioni di regime, di autoalimentare le proprie utenze elettriche, garantendo il funzionamento in sicurezza in caso di black-out o consentendo l'installazione della caldaia medesima in zone remote e prive di allaccio alla rete elettrica.

2. Generalità sugli impianti di produzione di energia da biomassa

Generalità

La ricerca e lo sfruttamento di risorse eco-compatibili che siano in grado di migliorare la qualità della vita nelle nazioni industrializzate e, nello stesso tempo, assicurare il progresso delle nazioni emergenti e delle regioni povere del mondo, è un'esigenza primaria del terzo millennio. I settori chiave di preminente impatto ambientale, dove più si gioca il futuro della convivenza umana sono: l'energia, i gas climalteranti, il territorio. Anche l'Italia non può esimersi dall'affrontare le sfide che derivano da questi settori usando gli strumenti che le attuali conoscenze scientifiche e tecnologiche mettono a disposizione. Il nostro Paese infatti:

- continua ad avere un'elevata dipendenza dall'estero per quanto riguarda gli approvvigionamenti energetici, con una quota superiore all'80% su un fabbisogno complessivo di circa 195 Mtep (Itabia, 2008);
- ha sottoscritto l'impegno per mitigare l'effetto serra attraverso la riduzione delle relative emissioni gassose;
- ha al suo interno vaste estensioni di territori dismessi dalla produzione agricola; inoltre, il 35% del territorio italiano è ricoperto da boschi e foreste;
- ha sul suo territorio sufficienti risorse primarie di Fonti di Energia Rinnovabili (FER) - dal Sole alle biomasse - che possono contribuire a risolvere i problemi di energetico-ambientali;

- può contare su una struttura industriale ed imprenditoriale che, anche nel settore delle FER, poggia su solide basi tecnologiche ed ingegneristiche.

La fonte rinnovabile che attualmente dà il maggior contributo al bilancio energetico e ambientale è la biomassa nelle sue varie tipologie, tecnologie di trasformazione e usi finali. Il termine biomassa include, nel suo significato più generale, ogni tipo di materiale che origina direttamente o indirettamente dagli organismi viventi e, in particolare, dalla fotosintesi clorofilliana. La biomassa può essere definita come una fonte energetica atipica caratterizzata da:

- molteplicità di opzioni energetiche attuali e potenziali;
- forte radicamento nell'ecosistema;
- pluralità di usi extra-energetici;
- vaste implicazioni sociali.

L'uso energetico delle biomasse va inquadrato in una visione "sistemica" che integri questi aspetti. Il sistema, nei suoi molteplici risvolti applicativi, può interferire positivamente, con maggiore o minore intensità a seconda dei casi, con i settori chiave di cui sopra.

La bioenergia è costituita da tre principali filiere d'uso: la filiera termica per la produzione localizzata o distribuita di calore e/o frigoriferie; la filiera elettrica per la produzione di elettricità o cogenerazione in impianti di piccola potenza e la filiera dei biocarburanti dedicata alla sostituzione parziale di carburanti fossili con carburanti di origine biologica nell'autotrazione. Negli ultimi anni molte organizzazioni pubbliche e private hanno svolto indagini complessive o parziali sulla disponibilità di biomasse di vario tipo, costituite essenzialmente da residui delle lavorazioni agricole e forestali, dalla legna da ardere, nonché

dalla parte biodegradabile dei rifiuti urbani e industriali, da utilizzare per scopi energetici. È stata anche presa in considerazione la possibilità di produrre ulteriori quantità di materia prima attraverso interventi di ristrutturazione del comparto agricolo non alimentare, del comparto forestale e della ricolonizzazione di territori marginali ancora adatti per la messa a coltura con specie poco esigenti dal punto di vista degli input energetici e degli strumenti colturali.

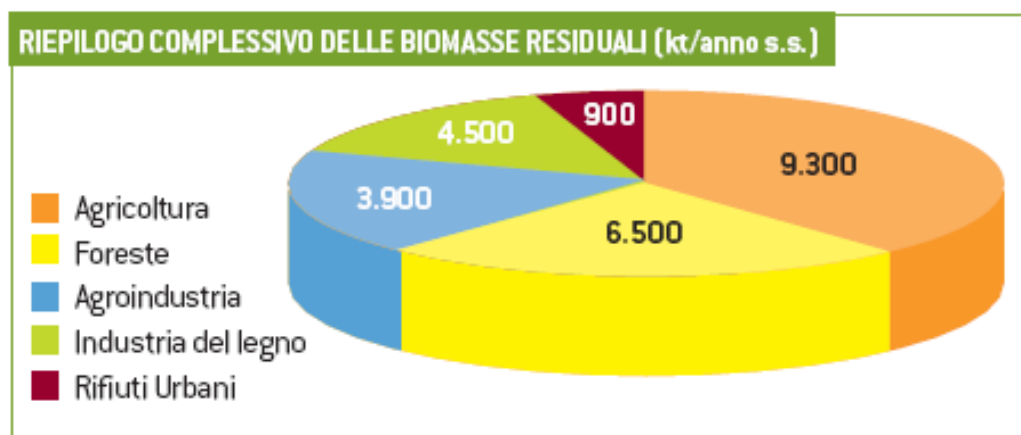


Fig. 1: Riepilogo complessivo delle biomasse residuali in Italia (Itabia, 2008).

La quantità totale di residui e sottoprodotti di natura organica prodotta ogni anno in Italia ammonta a svariate decine di milioni di tonnellate; attualmente però si è in grado di utilizzarne solo una parte a causa della competizione con altri usi non energetici della materia biogenica e dei problemi connessi con la raccolta di tali materiali e il successivo conferimento all'impianto di conversione energetica. Nel complesso si è stimato un quantitativo annuo di tali biomasse che si attesta oltre i 25 milioni di tonnellate di sostanza secca. Questa disponibilità annua di biomasse residuali, con l'aggiunta degli scarti della zootecnia e delle potenziali colture dedicate, può essere schematizzata con buona approssimazione nei valori che seguono e che vengono espressi in milioni di tonnellate equivalenti di petrolio (Mtep/anno), in termini di energia primaria.

Tabella 1. Energia primaria che può essere risparmiata in Italia tramite lo sfruttamento delle risorse messe a disposizione dalla filiera della biomassa (Itabia, 2008).

MTEP/ANNO	
1. RESIDUI DA	
AGRICOLTURA E AGRO-INDUSTRIA	5
FORESTE E INDUSTRIA DEL LEGNO	4.3
RIFIUTI SOLIDI URBANI	0.3
ALLEVAMENTI ZOOTECNICI	10-12
2. LEGNA DA ARDERE	2-4
3. COLTURE DEDICATE (POTENZIALE)	3-5
4. TOTALE	24-30

Questa disponibilità potenziale va ulteriormente ponderata in relazione ai problemi tecnici ed economici legati all'effettivo conferimento della materia prima, sotto forma di "biocombustibile", alla bocca dell'impianto di conversione (quali, ad esempio, costi di raccolta e trasporto, costi di stoccaggio e pretrattamento).

Tipologie di biomassa

Si può affermare che è biomassa tutta la sostanza organica prodotta dal processo di fotosintesi, indipendentemente dal luogo in cui detta sostanza si trovi. E' per questo che la biomassa rappresenta la forma più sofisticata di accumulo dell'energia solare. Data la definizione, la famiglia delle biomasse comprende tutto il materiale organico di origine vegetale ed animale e molti prodotti e residui che provengono da essi. Sono, invece, da escludere i materiali fossili che, pur rientrando nella chimica del carbonio, hanno un ritmo di impiego superiore al tempo di generazione: non appartengono perciò alla famiglia delle biomasse né i combustibili fossili né la plastica.

Una prima ed evidente distinzione si ha tra biomasse di origine animale e di origine vegetale. Queste ultime, poi, possono essere classificate in base alla provenienza o all'utilizzazione finale. Nel primo caso, possiamo distinguere tra:

- biomassa di origine forestale (legname, residui lavorazione cellulosa, residui industria del legno);
- biomassa di origine agro-industriale (sottoprodotti delle colture, scarti dell'industria agro-alimentare, colture energetiche);
- biomassa da rifiuto (frazione combustibile dei RSU).

La seconda classificazione delle biomasse vegetali è, invece, rappresentata in tabella.

Tabella 2. Classificazione delle biomasse vegetali in base al prodotto finale.

Coltura	Essenza	Prodotto
Oleaginose	Colza, girasole, ricino, cartamo, lino da olio, crambe.	Biodiesel
Zuccherine	Barbabietola da zucchero,	Bioetanolo

	sorgo zuccherino, topinambur.	
Ligno-cellulosiche	Erbacee annuali, erbacee perenni, legnose.	Calore, energia elettrica

Di seguito alcune tabelle che riportano valori indicativi relativi a potere calorifico inferiore, costo e resa della produzione di alcune tipologie di biomassa.

Tabella 3. Poteri calorifici e costi indicativi di combustibili fossili e biomasse (Itabia, 2007).

	P.C. netto kWh/kg (*)	Costo €/kg	Litro equivalente gasolio		Litro equivalente GPL		Metro cubo equivalente metano	
Combustibili fossili			kg	€	kg	€	kg	€
Gasolio	11,7	0,990	0,83	0,83	0,62	0,61	0,83	0,82
Metano	13,5	0,720	0,73	0,52	0,54	0,39	0,72	0,52
GPL	12,8	1,097	0,76	0,84	0,57	0,62	0,75	0,83
Combustibili da biomassa								
Legna da ardere 25% umidità (**)	3,5	0,103	2,79	0,29	2,07	0,21	2,76	0,28
Legna da ardere 35% umidità	3,0	0,093	3,31	0,31	2,45	0,23	3,27	0,30
Legna da ardere 45% umidità	2,4	0,077	4,08	0,32	3,02	0,23	4,03	0,31
Cippato faggio/quercia 25% um.	3,5	0,067	2,79	0,19	2,07	0,14	2,76	0,19
Cippato faggio/quercia 35% um.	2,9	0,062	3,32	0,21	2,46	0,15	3,28	0,20
Cippato faggio/quercia 50% um.(***)	2,1	0,057	4,64	0,26	3,43	0,19	4,59	0,26
Cippato pioppo 25% umidità	3,3	0,052	2,92	0,15	2,17	0,11	2,89	0,15
Cippato pioppo 35% umidità	2,8	0,044	3,51	0,15	2,60	0,11	3,47	0,15
Cippato pioppo 50% umidità	1,9	0,036	5,02	0,18	3,72	0,13	4,97	0,18
Pellet di legno umidità max 10%	4,9	0,180	2,00	0,36	1,48	0,27	1,98	0,36

(*) 1 kWh = 860 kcal

(**) legna stagionata due anni

(***) legno fresco di taglio

Tabella 4. Poteri calorifici e densità energetica di alcune essenze legnose (Itabia, 2007).

Specie	umidità	Cippato		Legno pieno	
		Densità energetica (kWh/m ³)	Densità (kg/ m ³)	P.C. netto (kWh/kg)	Densità (kg/ m ³)
Abete	20%	686	170	4,03	485
Abete	30%	662	192	3,44	548
Abete	40%	640	224	2,86	640
Abete	50%	610	269	2,27	768
Corteccia abete	20%	649	162	-	-
Corteccia abete	30%	626	183	-	-
Corteccia abete	40%	604	213	-	-
Corteccia abete	50%	575	256	-	-
Larice	20%	863	214	4,03	610
Larice	30%	841	244	3,44	697
Larice	40%	814	285	2,86	813
Larice	50%	775	342	2,27	976
Pino silvestre	20%	799	198	4,03	565
Pino silvestre	30%	768	223	3,44	638
Pino silvestre	40%	743	260	2,86	744
Pino silvestre	50%	710	313	2,27	893
Faggio/quercia	20%	960	254	3,78	726
Faggio/quercia	30%	925	287	3,22	820
Faggio/quercia	40%	892	335	2,66	956
Faggio/quercia	50%	847	402	2,10	1148

Tipologia di impianti

L'utilizzo delle biomasse presenta una grande variabilità in relazione al tipo di materiale disponibile. I processi attualmente impiegati sono riconducibili a due categorie: i processi termochimici e quelli biochimici. Ad eccezione della combustione diretta, entrambe le categorie rappresentano modalità di pre-trattamento, con la finalità di incrementare la resa termica e la capacità di sfruttamento della biomassa.

I processi di conversione termochimica sono basati sull'azione del calore. La combustione diretta è il più semplice di questi processi. La combustione diretta si effettua in caldaie in cui l'energia liberata viene recuperata grazie allo scambio tra fumi e fluidi di processo. La combustione di prodotti e residui agricoli ha buoni rendimenti se si sfruttano sostanze ricche di cellulosa e lignina e con contenuti di acqua inferiori al 30%. Una seconda tipologia di processo termochimico è data dalla carbonizzazione, che consiste nell'alterazione, mediante somministrazione di calore in carenza di ossigeno, delle caratteristiche chimiche della biomassa, eliminando acqua e sostanze volatili non combustibili dalla biomassa di origine vegetale. Si parla, invece, di pirolisi nel caso in cui la somministrazione di calore avvenga a temperature elevate e in assenza di ossigeno. La pirolisi produce sia gassosi, che liquidi e solidi, in proporzione variabile a seconda dei metodi e dei parametri utilizzati. La gassificazione è, invece, quel processo che porta alla produzione di un combustibile gassoso partendo da un combustibile solido o liquido attraverso una ossidazione parziale ad alta temperatura. Si parla, infine, di steam explosion come trattamento innovativo che utilizza del vapore saturo ad alta pressione per scaldare rapidamente la biomassa allo scopo di separare in tre diverse correnti le frazioni emicellulosiche, cellulosiche e lignee. In tabella

sono riepilogati i processi di tipo termochimico per la produzione di energia da biomassa.

Tabella 5. Processi di tipo termochimico per la produzione di energia da biomassa.

Processo	Tipologia di biomassa	Scopo
Combustione diretta	legname, paglie di cereali, residui di piante oleaginose, residui di piante da fibra tessile, residui di potatura, residui industria agro-alimentare.	Scambio di calore fumo-fluido di processo
Carbonizzazione	legname, cellulosici.	Produzione di carbone
Pirolisi	biomasse di origine vegetale.	Olio da combustione per impianti di grossa taglia
Gassificazione	biomasse di origine vegetale.	Produzione Syngas
Steam Explosion	biomasse di origine vegetale.	Separazione delle tre frazioni vegetali principali

I processi di conversione biochimica sono, invece, dovuti al contributo di enzimi, funghi e micro-organismi che si formano nella biomassa sotto particolari condizioni e vengono impiegati per quelle biomasse in cui è presente un maggiore quantitativo di acqua e il rapporto C/N è inferiore a 30. Il primo processo possibile è la digestione anaerobica, che consiste nel processo di fermentazione della materia organica ad opera di micro-organismi in assenza di ossigeno. La demolizione della sostanza organica produce un biogas costituito prevalentemente da metano. Inoltre, il processo produce un

effluente che risulta essere un ottimo fertilizzante. Il biogas prodotto viene solitamente raccolto, essiccato e compresso e viene successivamente impiegato come combustibile in caldaie a gas per produrre calore o in motori a combustione interna per produrre energia elettrica. La digestione aerobica, invece, consiste nella metabolizzazione ad opera di batteri delle sostanze organiche in ambiente ossigenato. Questo processo produce calore, che può essere trasferito all'esterno mediante scambiatori di calore. La fermentazione alcolica è un processo micro-aerofilo che opera la trasformazione dei glucidi contenuti nelle produzioni vegetali in etanolo. Infine, abbiamo la possibilità di estrarre dai semi di alcuni vegetali oli adatti ad essere impiegati come combustibili di gruppi elettrogeni. Gli oli vegetali combustibili vengono impiegati nello stato in cui sono estratti, a parte il procedimento di esterificazione che elimina la glicerina presente. In tabella sono riassunti i processi di tipo biochimico.

Tabella 6. Processi di tipo biochimico per la produzione di energia da biomassa.

Processo	Tipologia di biomassa	Scopo
Digestione anaerobica	reflui zootecnici, scarti di lavorazione, sottoprodotti colturali	Produzione biogas
Digestione aerobica	reflui zootecnici, scarti di lavorazione, sottoprodotti colturali	Scambiatore di calore
Fermentazione alcolica	biomasse vegetali	Produzione etanolo
Estrazione olio vegetale	essenze vegetali con semi ricchi di olio	Biodiesel

3. Caldaia a biomassa stand-alone ad impatto ambientale ridotto

Descrizione dell'innovazione tecnologica

Nel 2010, la produzione di energia elettrica lorda (cioè misurata ai morsetti del generatore elettrico) in Italia, al netto dei pompaggi, è stata valutata, complessivamente, in circa 295.000 GWh, con un incremento dello 0,8% rispetto all'anno precedente. Di questa, il 74% è stata prodotta in centrali termoelettriche alimentate da fonti tradizionali, in cui il combustibile principe è il gas naturale, che ha contribuito alla produzione di 153.800 GWh (il 52% del lordo complessivo, il 70% della produzione lorda termoelettrica tradizionale). Il 17% circa della produzione di energia elettrica lorda è risultato, invece, essere coperto dalle centrali idroelettriche e il restante 9% dalle fonti rinnovabili. In particolare, i generatori eolici e gli impianti alimentati a biocombustibili hanno coperto ciascuno circa il 3% della produzione lorda, gli impianti geotermici il 2% e il fotovoltaico l'1% (Pellegrini e Sacconi, 2011).

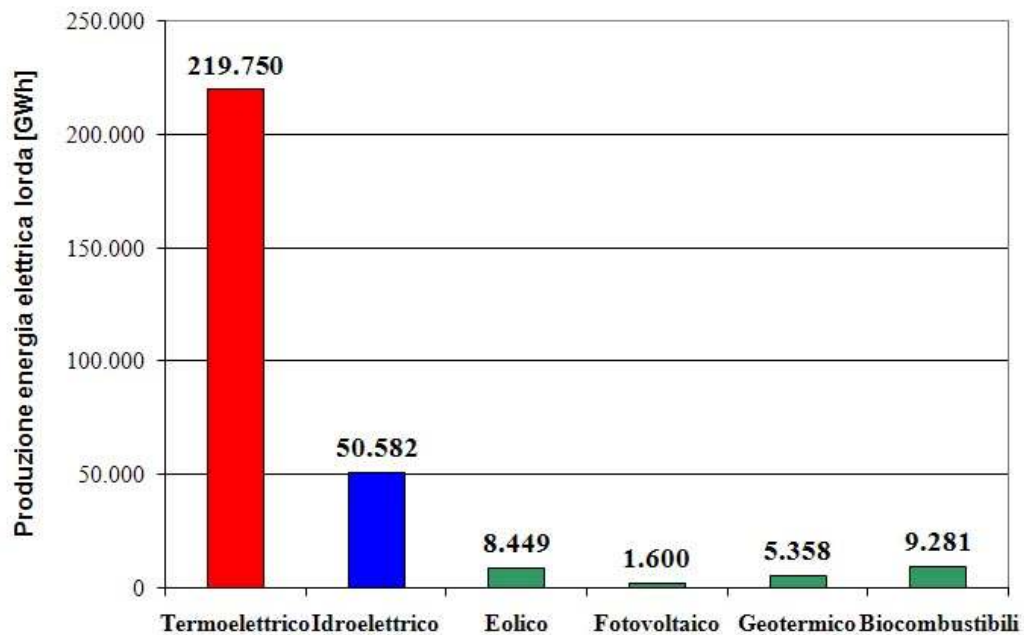


Fig. 2: Produzione lorda di energia elettrica in Italia nel 2010 suddivisa per fonte energetica (Pellegrini e Sacconi, 2011).

Se si analizza il trend di diffusione delle fonti rinnovabili in Italia dal 2002 ad oggi, è possibile rilevare una crescita complessiva di energia elettrica lorda prodotta nel periodo pari al 181,2%. Più nel dettaglio, si può osservare come eolico e biocombustibili seguano un trend di crescita più o meno costante, mentre la produzione da geotermico si è mantenuta di fatto invariata. La produzione da fotovoltaico, non rilevante sino al 2006, ha subito, a partire dal 2007, un incremento di tipo esponenziale, prodotto sia da forme di incentivazione particolarmente convenienti sia dalla disponibilità di tecnologie più efficienti e a prezzi via via più concorrenziali. Nel medesimo periodo (2002-2010), l'incremento di produzione di energia elettrica lorda da fonti rinnovabili ha coperto circa l'86,6% dell'incremento lordo complessivo.

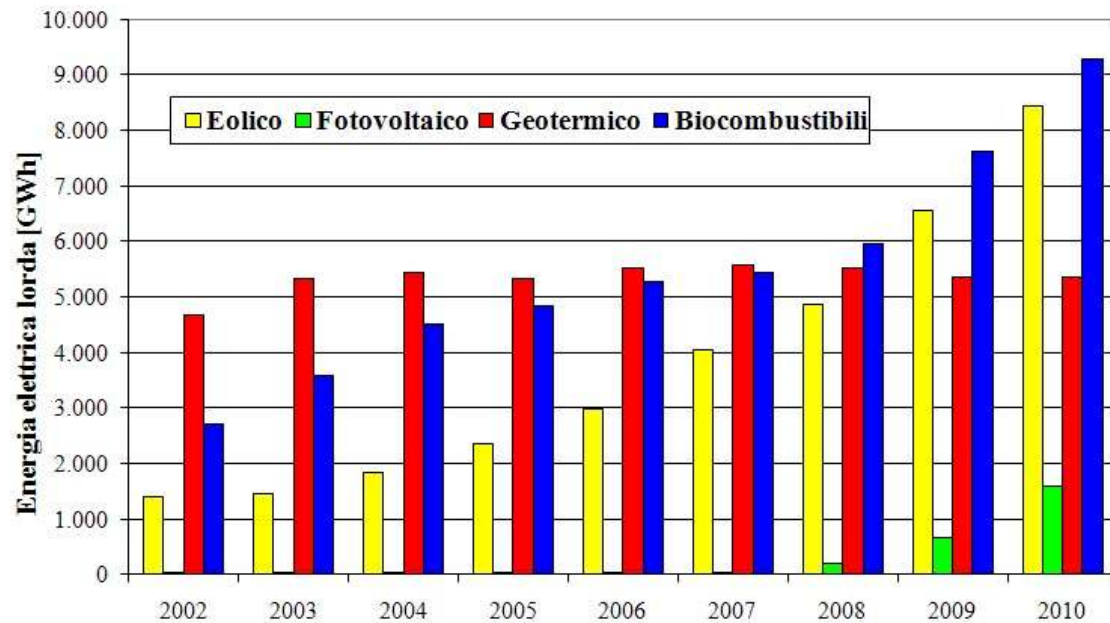


Fig. 3: Energia elettrica lorda prodotta da fonte rinnovabile in Italia dal 2002 al 2010 (Pellegrini e Sacconi, 2011).

Al fine di incrementare ulteriormente la quota di energia prodotta da impianti alimentati a biomassa, occorre migliorare quegli aspetti critici che ne limitano diffusione ed efficienza. Tra questi, si sono individuati come i più determinanti i seguenti:

- emissioni di particolato (specie per gli impianti di piccola-media taglia);
- difficoltà di allacciamento alla rete elettrica nel caso di installazioni isolate (soluzione invero abbastanza frequente nel caso di caldaie a biomassa);
- sicurezza dell'impianto nel caso di black-out della rete o arresto improvviso.

Per quanto concerne, infatti, il problema delle emissioni di particolato, il Testo Unico Ambientale fissa dei limiti stringenti per gli impianti di grossa taglia (superiore ai 3 MW di potenza termica), mentre mostra maggiore tolleranza per gli impianti medio-piccoli.

Tabella 7. Parte III dell'Allegato I alla Parte IV del DLgs n°152 del 2006.

	Potenza termica nominale installata [kW]				
	35-150	150-3.000	3.000-6.000	6.000-20.000	>20.000
Polveri totali [mg/Nm ³]	200	100	30	30	30

Occorre considerare anche la diffusione degli impianti medio-piccoli sul territorio: l'impatto ambientale di un singolo impianto può anche essere trascurabile in confronto ad impianti di grossa potenza, ma là dove la concentrazione di impianti di media-piccola taglia è superiore ad una certa soglia, l'effetto combinato delle emissioni crea un impatto del tutto compatibile (se non superiore) a quello dei grossi impianti. Da questo punto di vista, la conoscenza delle reali dimensioni del fenomeno relativo ai piccoli impianti alimentati a biomassa è piuttosto limitato. Difatti, sono noti i numeri sulle installazioni di impianti alimentati a biomassa per la produzione di energia elettrica (GSE, 2009).

Tabella 8. Numerosità e potenza efficiente lorda degli impianti alimentati da biomasse (GSE, 2009).

	2008		2009		Var % 09/08	
	n°	kW	n°	kW	n°	kW
Solidi	110	1.068.485	122	1.255.406	10,9	17,5
– rifiuti solidi urbani	65	619.475	69	781.964	6,2	26,2
– da biomasse solide	45	449.010	53	473.442	17,8	5,4
Biogas	239	365.648	272	378.181	13,8	3,4
– da rifiuti	193	306.980	194	299.254	0,5	-2,5
– da fanghi	11	5.822	20	9.922	81,8	70,4
– da deiezioni animali	19	12.678	28	17.170	47,4	35,4
– da attività agricole e forestali	16	40.168	31	51.835	93,8	29,0
Bioliquidi	12	121.209	42	384.967	250,0	217,6
– oli vegetali grezzi	8	54.509	35	302.543	337,5	455,0
– altri bioliquidi	4	66.700	7	82.424	75,0	23,6
Biomasse	352	1.555.342	419	2.018.554	19,0	29,8

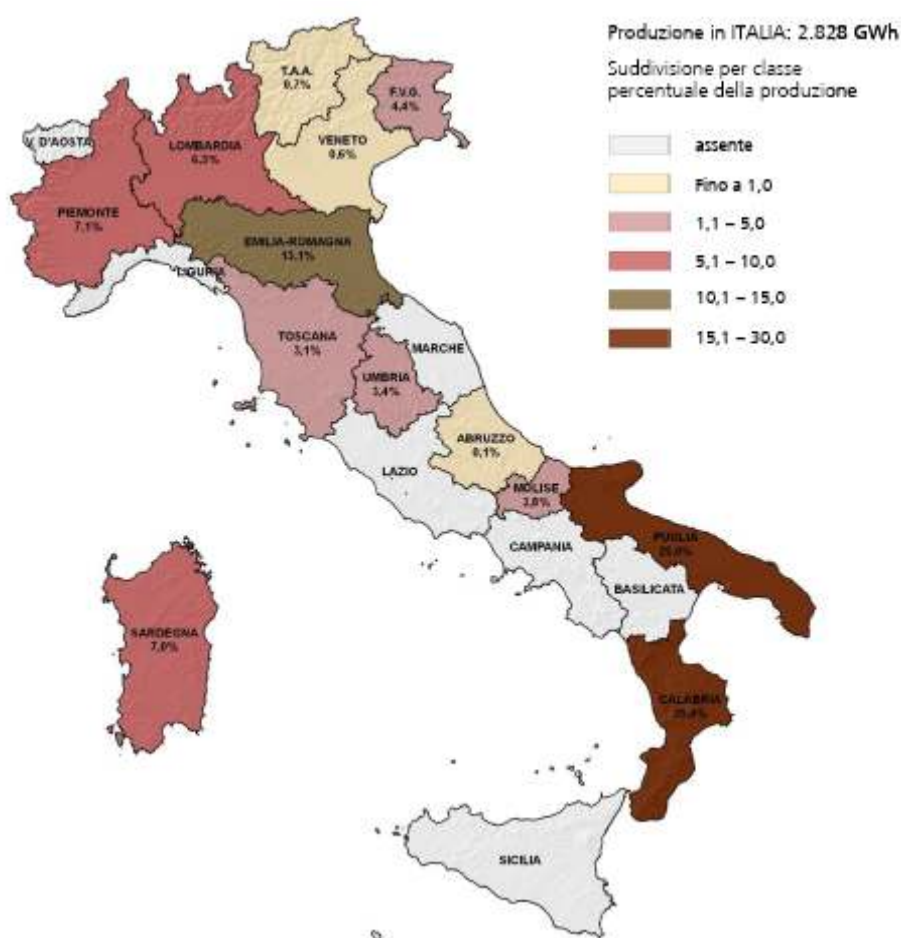


Fig. 4: Distribuzione sul territorio nazionale degli impianti per la produzione di energia elettrica alimentati a biomassa solida (GSE, 2009).

La rappresentazione cartografica della distribuzione regionale della produzione da biomasse solide mostra una buona diffusione di questa tipologia di combustibile nell'Italia settentrionale, dove si distingue l'Emilia Romagna con il 13,1%. In Italia centrale è l'Umbria con il 3,4% ad avere il valore più alto. Tra le Regioni meridionali si distinguono la Calabria e la Puglia che, con rispettivamente il 25,4% ed il 25,0%, forniscono il contributo più elevato alla produzione nazionale. La Sardegna si attesta su un discreto 7,0%, diversamente dalla Sicilia che presenta un valore nullo (GSE, 2009).

Non esistono studi in grado di determinare, invece, il numero di impianti alimentati a biomassa adibiti alla produzione di energia termica: vi sono alcune stime che rendono possibile una valutazione comparata dell'impatto relativo agli impianti per la produzione di energia elettrica piuttosto che termica (Tomassetti, 2009): il rapporto tra produzione per energia elettrica e produzione di energia termica è circa 17 a 1.

Tabella 9. Contributo dato dalla produzione di energia da biomassa in Italia nel 2009 (Tomassetti, 2009)

Contributo delle biomasse ai consumi in usi finali (Mtep)	
Usi industriali del calore	0,37
Riscaldamento residenziale	6,50
Teleriscaldamento	0,12
Produzione di elettricità	0,40
Calore da cogenerazione industriale	0,16
Biocarburanti	1,10
Elettricità e teleriscaldamento da rifiuti	0,49
CDR	0,17
Carbone vegetale	0,15
Totale	9,09

Secondo quanto comunicato dalla AIEL (Associazione Italiana Energie Agroforestali), in Italia, nel 2011, si sono vendute circa 190.000 stufe a pellet, portando il parco stufe nazionale a circa 1.600.000 unità, metà delle quali si trovano al Nord. Se il trend di crescita, dopo il boom generale del riscaldamento a legna registrato nel 2006, proseguirà ancora, l'AIEL ipotizza per il 2020 il raggiungimento di quota 3.600.000 stufe attive alimentate a pellet in Italia. Secondo la AIEL il mercato delle caldaie a pellet risulta, allo stesso modo, in crescita costante. Risulta allora evidente come il problema del numero, taglia e distribuzione degli impianti sul territorio nazionale andrebbe analizzata in maniera accurata.

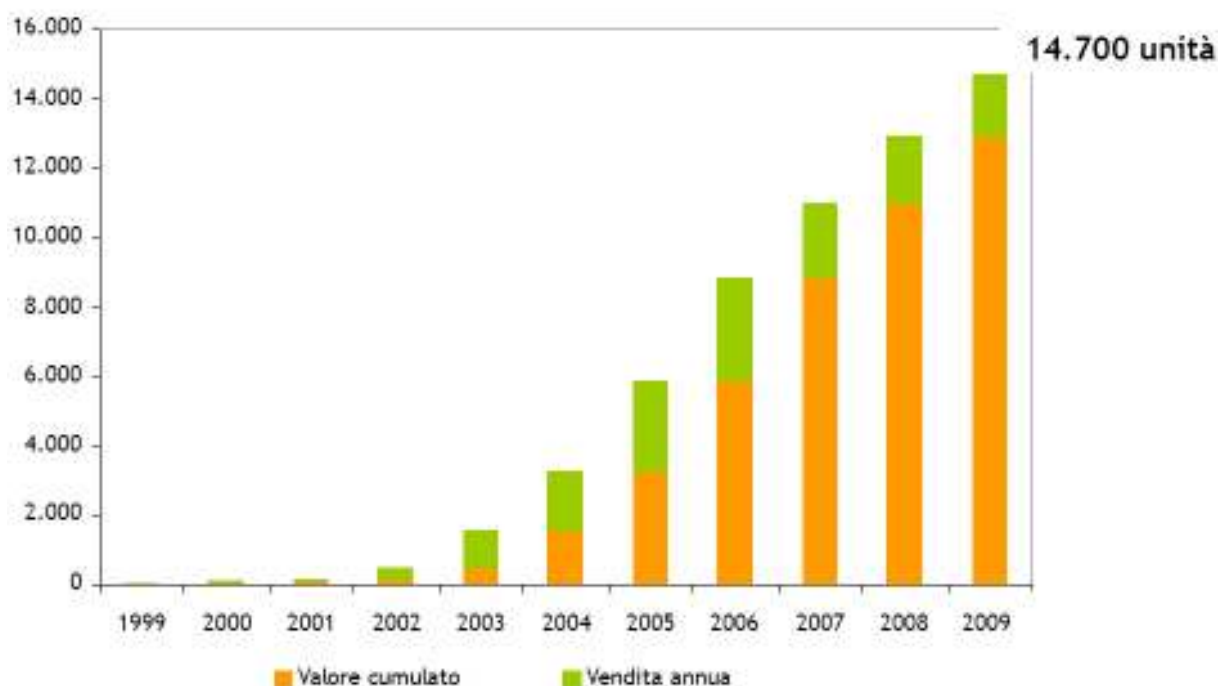


Fig. 5: Andamento delle vendite di caldaie a pellet in Italia (Fonte: AIEL).

Lo scopo dell'attività di ricerca è quello di realizzare una caldaia in grado di produrre, senza organi meccanici in movimento, l'energia elettrica necessaria all'autosostentamento, in maniera tale da ridurre i consumi e, nel caso di assenza di collegamenti alla rete elettrica nazionale, consentire una produzione in auto-consumo senza la necessità di allaccio alla rete. Inoltre, l'autoproduzione consente il funzionamento in sicurezza della caldaia anche in

caso di black-out. In aggiunta, si prevede di poter integrare la caldaia (tramite un serpentino per la produzione di vapore) con una pompa a vapore o pompa Ogden che, tramite un sistema di pompaggio a semplice effetto, utilizza il vapore per pompare acqua: tale sistema può essere impiegato per ridurre i consumi elettrici della caldaia, oppure, in un forma prevalente, costituire l'elemento principale della caldaia (che, in questo caso, diviene un vero e proprio generatore di vapore) per essere finalizzato al pompaggio di grandi quantitativi di acqua (seppure con poca prevalenza) ad uso agricolo (ad esempio, l'irrigazione). Infine, tramite l'impiego di un filtro innovativo a basso costo si limita notevolmente l'impatto ambientale anche delle caldaie di piccola taglia, favorendone ulteriormente la diffusione.

Potenziale mercato e benefici attesi

Lo scopo dell'attività di ricerca di seguito descritta e sviluppatasi nell'arco del triennio di dottorato è quello di realizzare una caldaia a biomasse che produca energia in maniera più efficiente e con un impatto ambientale ridotto attraverso l'integrazione della caldaia con componentistica avanzata per l'abbattimento del particolato dalle effluenti gassose e per la cogenerazione elettrica. L'applicazione è indirizzata inizialmente verso caldaie di piccola-media taglia (fino a 350 kW termici) vista la larga diffusione di questa tipologia di impianti.

Si è individuato sul mercato un prodotto di riferimento rispetto al quale si è sviluppato il processo di progettazione ed implementazione dell'integrazione: si tratta della caldaia DUAL-F-25 della Uniconfort, di cui di seguito si riportano le caratteristiche tecniche. Si tratta di una caldaia in acciaio a quattro giri di fumo con camera di combustione a griglia fissa della potenzialità termica resa di 250.000 Kcal/h – 290 kW per la produzione di acqua calda a 90 °C per un funzionamento alla pressione di esercizio massima di 2 bar completa di basamento adatto all'installazione del bruciatore meccanico a coclea. Caldaia e silo di caricamento sono alloggiati in due container distinti del tipo iso '20.

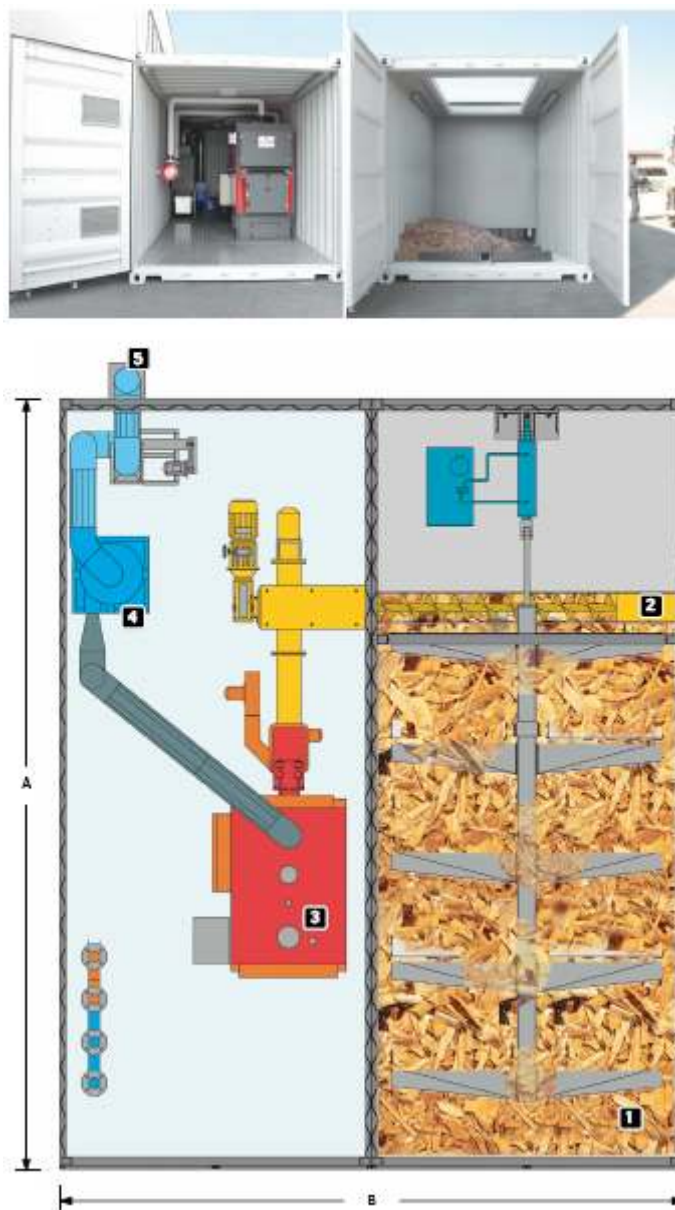


Fig. 6: Caldaia Uniconfort Dual-F-25, modello biocontainer.

		25
Potenza resa	Kcal/h	250.000
	KW	290
Potenza bruciata	Kcal/h	285.000
	KW	330,8
Pot. elettrica installata	KW	3,7
Pressione d'esercizio	Bar	2
Portata fumi 250°C	Mcfh	1.300
Contenuto acqua	Lt	1.270
Vol. camera di combustione	Mc	0,85
ΔP mbar lato acqua	mbar	128
ΔP mbar lato fumi	mbar	12
Peso caldaia	Kg	3.670
Peso alimentatore	Kg	480
Dimensioni	A mm	1.100
	B mm	1.890
	C mm	2.290
	D mm	1.950
	E mm	1.710
	F mm	
Altezza basamento	G mm	430
Altezza trasporto	H mm	2.450
	I mm	155
	L mm	690
	M mm	480
	N mm	565
	O mm	845
	P mm	870
Alt. sportello di carico	Q mm	550
Largh. sportello di carico	R mm	600
Apert. sportello di carico	S mm	830
Apert. sportello pulizia	T mm	1.000
	U mm	790
	V mm	640
Estrazione coclea	Z mm	3.000
Mandata acqua	D1 DN	80
Ritorno acqua	D2 DN	80
Sicurezza	D3 DN	50
Uscita fumi	D4 Ø	250
Altezza corpo caldaia	H1 mm	2.020
Alt. totale alimentatore	H2 mm	1.800
	H3 mm	550
	H4 mm	200
	L1 mm	4.620
Lungh. totale d'ingombro	L2 mm	5.370
	L3 mm	100
Dist. tra asse alimentazione e caldaia	L4 mm	1.750

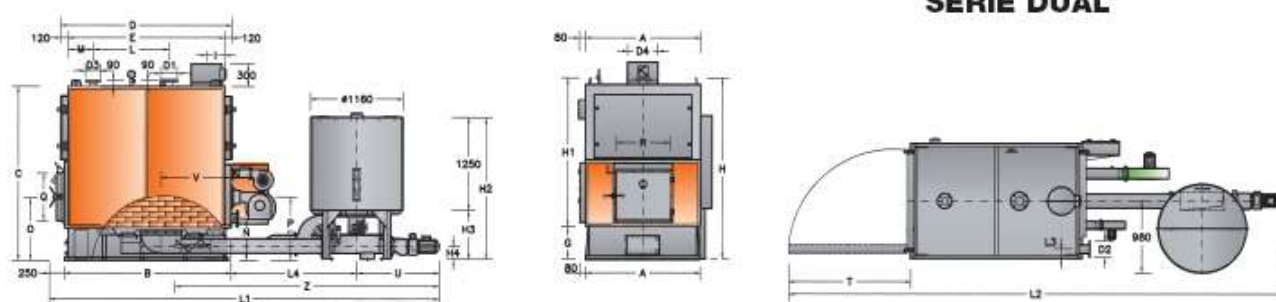


Fig. 7: Caldaia Uniconfort Dual-F-25: dimensioni e taglia.

Il costo della caldaia, compresa di sistema di caricamento automatico, separatore ciclone, quadro elettrico e PLC, è di circa 80.000€ più IVA: pertanto, è su questo target di costo che occorrerà tarare il valore di mercato della caldaia integrata con la componentistica avanzata di seguito descritta.

Sulla base di quanto evidenziato in precedenza, ogni anno, solo in Italia, si vendono circa 2.000 caldaie alimentate a pellet: individuando questo come mercato iniziale, date le caratteristiche innovative del prodotto, è possibile una rapida e efficace azione di penetrazione del mercato. Inoltre, viste alcune peculiarità del sistema proposta, il prodotto potrebbe individuare nuove zone di mercato sin'ora inesplorate o non raggiunte, avendo quindi la possibilità di posizionarsi in tal senso come leader di un particolare settore.

Per quanto concerne, poi, i benefici attesi, si prospetta una riduzione dell'impatto ambientale delle caldaie a biomassa di piccola-media taglia, con benefici sia per l'utente finale che per la collettività; inoltre, la possibilità di cogenerare energia elettrica in regime di autoconsumo e di mettere a disposizione dell'utente un certo quantitativo di energia meccanica sotto forma di acqua pompabile, riduce ulteriormente i consumi di energia elettrica e consente una più larga diffusione della tecnologia di combustione da biomassa, avendone limitato l'impatto ambientale.

4. Tecniche di filtraggio del particolato

Il particolato

Le polveri atmosferiche (o materiale particellare) sono costituite da una miscela molto eterogenea di particelle, solide e liquide, di diverse caratteristiche dimensionali, composizione chimica o origine. Esistono diversi meccanismi di deposizione e vari fattori che devono essere considerati: il tempo di permanenza nell'aria, ad esempio, dipende soprattutto dalle dimensioni (le particelle più piccole possono rimanere in sospensione anche per lunghi periodi, mentre quelle più grandi generalmente raggiungono il suolo in tempi piuttosto brevi, causando fenomeni di inquinamento su scala molto ristretta), le caratteristiche del terreno (rugosità, orografia, ecc.), dei venti e delle precipitazioni.

Il particolato nell'aria può essere costituito da diverse sostanze: sabbia, ceneri, polveri, fuliggine, sostanze silicee di varia natura, sostanze vegetali, composti metallici, fibre tessili naturali e artificiali, sali, elementi come il carbonio o il piombo, ecc... In base alla natura e alle dimensioni delle particelle possiamo distinguere:

- gli aerosol, costituiti da particelle solide o liquide sospese in aria e con un diametro inferiore a 1 micron ($1\ \mu\text{m}$);
- le foschie, date da goccioline con diametro inferiore a 2 micron;
- le esalazioni, costituite da particelle solide con diametro inferiore ad 1 micron e rilasciate solitamente da processi chimici e metallurgici;
- il fumo, dato da particelle solide di solito con diametro inferiore ai $2\ \mu\text{m}$ e trasportate da miscele di gas;

- le polveri (vere e proprie), costituite da particelle solide con diametro fra 0,25 e 500 micron;
- le sabbie, date da particelle solide con diametro superiore ai 500 μm .

Le particelle primarie sono quelle che vengono emesse come tali dalle sorgenti naturali ed antropiche, mentre le secondarie si originano da una serie di reazioni chimiche e fisiche in atmosfera. Le particelle fini sono quelle che hanno un diametro inferiore a 2,5 μm , le altre sono dette grossolane.

Le polveri PM10 rappresentano il particolato che ha un diametro inferiore a 10 micron, mentre le PM2,5, che costituiscono circa il 60% delle PM10, rappresentano il particolato che ha un diametro inferiore a 2,5 micron. Le polveri si originano sia da fonti naturali che antropogeniche: le polveri fini derivano principalmente da processi di combustione (particolato primario cioè prodotto direttamente) e da prodotti di reazione dei gas (particolato secondario); la frazione grossolana delle polveri si origina in genere da processi meccanici (solo particolato primario).

Il particolato primario di origine antropica è invece dovuto all'utilizzo dei combustibili fossili (riscaldamento domestico, centrali termoelettriche, ecc...), alle emissioni degli autoveicoli, all'usura dei pneumatici, dei freni e del manto stradale, a vari processi industriali (quali fonderie, miniere, cementifici). Da segnalare anche le grandi quantità di polveri che si possono originare in seguito a varie attività agricole.

Le polveri secondarie antropogeniche sono, invece, dovute essenzialmente all'ossidazione degli idrocarburi e degli ossidi di zolfo e di azoto emessi dalle varie attività umane. Nell'aria pulita in genere la concentrazione di questo inquinante è dell'ordine di 1-1,5 $\mu\text{g}/\text{m}^3$.

Allo scopo di evitare o limitare l'inquinamento atmosferico ad opera delle polveri occorre effettuare un trattamento preliminare; questo si attua sul fluido portante le polveri stesse, prima che esso si diffonda nell'atmosfera. Il fluido è quasi sempre costituito da aria o da prodotti della combustione. Le particelle trascinate dal fluido in moto hanno una certa energia cinetica, per separarle occorre annullare tale energia e ciò viene solitamente realizzato per urto contro un materiale avente densità molto superiore a quella del fluido portante; questo materiale è comunemente un solido, mentre nei processi a umido è un liquido (ad esempio, acqua). Esistono diversi mezzi per costringere le particelle a urtare contro le superfici solide o liquide e questi mezzi caratterizzano i sistemi di separazione delle polveri. Tali sistemi sono adattati alle esigenze del caso in funzione della dimensione media e della granulometria, della forma e della modalità di interazione con fluidi circostanti dello specifico particolato trattato (Wakeman, 2007).

Stato dell'arte

Il metodo basilare per la rimozione del particolato è la semplice deposizione per gravità (Fabbri, 1990). Il parametro di importanza fondamentale per descrivere il fenomeno è la velocità di deposizione u_g , è definita come la velocità costante che la particella raggiunge in direzione parallela al campo gravitazionale della Terra quando viene raggiunto l'equilibrio verticale fra l'azione contrastante della forza di gravità e della resistenza aerodinamica al moto verticale discendente. L'equazione che descrive l'equilibrio tra le forze è la seguente:

$$(Eq. 1) \quad (\pi/6) \cdot D_p^3 \cdot (\rho_s - \rho) \cdot g = 0,5 \cdot C_d \cdot \rho \cdot u_g^2 \cdot (\pi/4) \cdot D_p^2$$

dove D_p è il diametro della particella in metri, ρ_s è la massa volumica della particella in kg/m^3 , ρ è la massa volumica dell'aria in kg/m^3 , C_d è il coefficiente aerodinamico di resistenza e g l'accelerazione di gravità. Essendo il coefficiente aerodinamico di resistenza funzione del numero di Reynolds, nel caso di moto laminare è possibile esprimere la velocità di deposizione come:

$$(Eq. 2) \quad u_g = D_p \cdot (\rho_s - \rho) \cdot g / (18 \cdot \mu)$$

dove μ è la viscosità dinamica della fase continua, misurata in $Pa \cdot s$. La velocità di deposizione ha anche il significato di una portata volumetrica per unità di superficie con normale verticale coincidente con la normale al suolo. Appare evidente dalla relazione che, al diminuire del diametro della particella, la velocità di deposizione diminuisca proporzionalmente: ciò sta a significare che l'impiego di filtri di tipo inerziale per l'abbattimento del particolato risulta poco efficace.

La modalità di separazione a gravità va quindi integrata con altri metodi di abbattimento, che prevedono l'interazione della particella con un ostacolo in grado di generare:

- meccanismi di impatto o collisione;
- meccanismi di intercettazione;
- meccanismi di diffusione (o moti Browniani).

Nel caso di meccanismi di impatto o collisione la particella, per effetto della propria inerzia, procede linearmente e non risente della deviazione del flusso d'aria indotta dalla presenza di un ostacolo. Essa, quindi, collide con l'ostacolo e viene stoppata nel proprio moto. L'efficienza di questo meccanismo aumenta all'aumentare della velocità dell'aria ed è prevalente per particelle con diametro equivalente superiore ad $1\text{ }\mu\text{m}$.

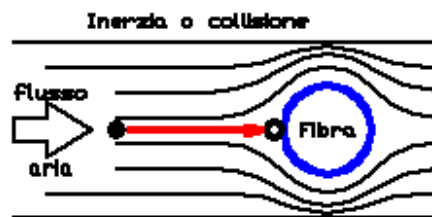


Fig. 8: Il meccanismo di impatto o collisione.

Il meccanismo di intercettazione coinvolge, invece, le particelle di dimensione inferiore, che tendono a seguire il contorno dell'ostacolo, risentendo quindi della deviazione di flusso indotta sull'aria di trasporto. In questo caso le particelle vengono intercettate se la distanza tra gli ostacoli è inferiore al raggio delle particelle. Entro certi limiti, la velocità dell'aria non ha influenza su questo tipo di meccanismo. L'effetto è prevalente per particelle con diametro equivalente compreso tra $0,2$ e $1\text{ }\mu\text{m}$.

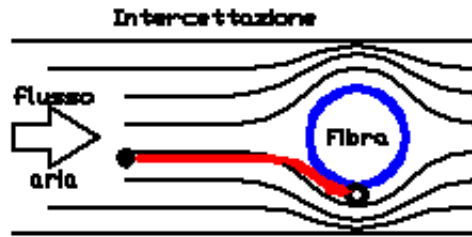


Fig. 9: Il meccanismo di intercettazione.

Nel caso, infine, del meccanismo di diffusione, che riguarda le particelle con diametro equivalente inferiore ai $0,2 \mu\text{m}$, le particelle risultano soggette a moti oscillatori di tipo browniano dal percorso difficilmente identificabile. La probabilità che la particella incontri l'ostacolo aumenta al diminuire del diametro di particelle ed ostacolo, così come al diminuire della velocità.

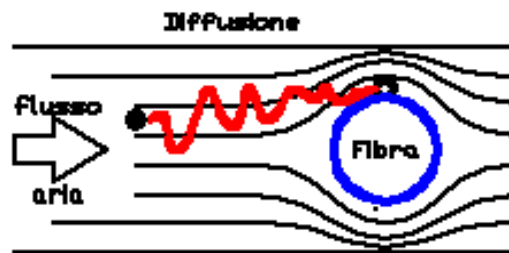


Fig. 10: Il meccanismo di diffusione.

Esiste poi la possibilità di agire sulla particella con l'azione di forze esterne, quali, ad esempio, forze centrifughe o di natura elettrostatica: la forza, agendo sulla particella, ne modifica il triangolo di velocità sino a portare la particella stessa verso un ostacolo.

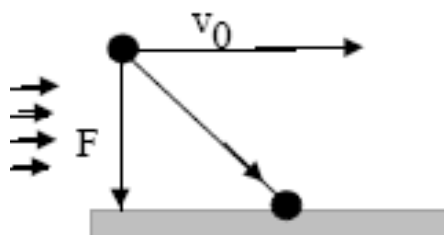


Fig. 11: Applicazione di una forza esterna.

E' possibile, pertanto, determinare quattro grandi famiglie di sistemi depolveratori:

- filtri a tessuto;
- filtri a umido (scrubber);
- filtri meccanici o cicloni;
- filtri elettrostatici.

I primi due operano la rimozione del particolato tramite la concomitante azione di meccanismi di impatto, intercettazione e diffusione, mentre gli ultimi due operano grazie all'azione di forze esterne. Di seguito si analizzeranno i filtri a tessuto ed i filtri a umido, di cui il filtro sperimentale rappresenta l'unione.

Nei filtri a tessuto la filtrazione del gas avviene ad opera di tessuti che interagiscono con le particelle solide trasportate dal gas. Una funzione determinante è svolta anche dallo strato di particolato che si accumula sulla superficie del filtro (detto *cake*) mano a mano che il filtro stesso opera: infatti, all'aumentare del cake, aumenta l'efficienza del filtro, ma aumentano anche le perdite di carico generate dal restringimento di passaggio rispetto alla condizione di filtro pulito.



Fig. 12: Esempi di filtri a tessuto.

Tale relazione è determinabile per ogni tipologia di tessuto tramite specifiche prove di laboratorio: di seguito si riporta, a titolo di esempio, le prestazioni di un filtro HEPA (High Efficiency Particulate Air) composto da microfibre in fibra di vetro, saldate con resina epossidica ed intelaiato in una speciale cornice di alluminio, che rappresenta una delle soluzioni in grado di garantire la massima efficienza (maggiore del 99.999% con particelle da 0,3 micron) della propria categoria (Thomas et al., 2001).

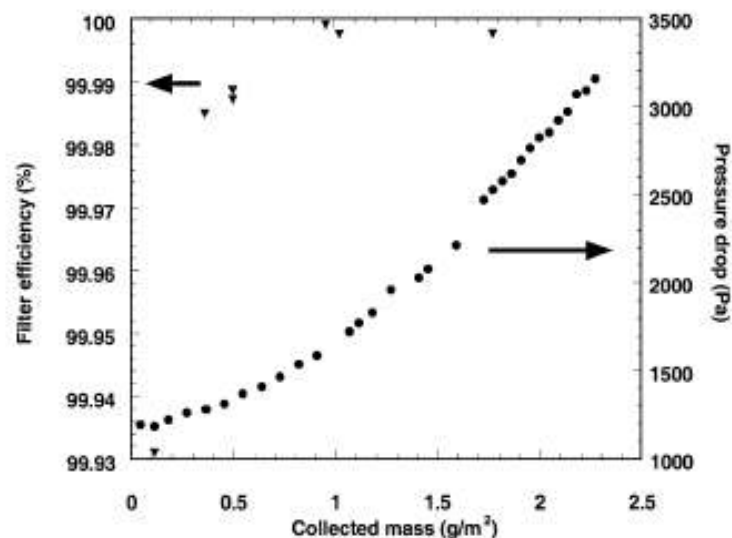


Fig. 13: Perdita di carico ed efficienza di filtraggio in funzione della quantità di polveri intrappolate (Thomas et al., 2001). Diametro particelle 0,18 μm , concentrazione polveri 3,5 mg/m^3 , velocità 30 cm/s .

Una volta raggiunto il limite superiore in termini di perdita di carico ammissibile, si rende necessaria l'operazione di pulizia. Di conseguenza, l'efficienza del filtro varia in maniera irregolare nel tempo, con un andamento "a dente di sega".

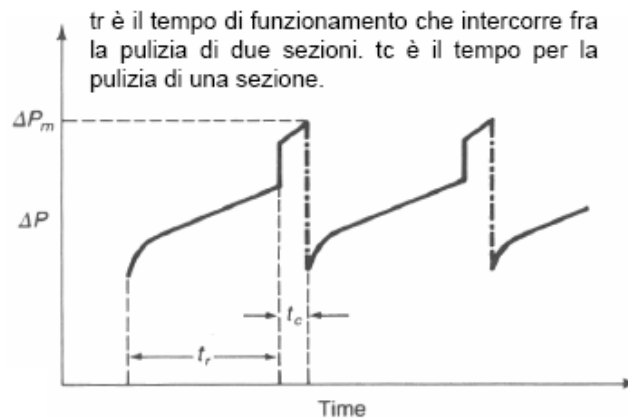


Fig. 14: Variazione nel tempo della perdita di carico per i filtri a tessuto.

Conoscendo la massima perdita di pressione ammissibile (funzione del sistema di aspirazione dell'aria e, in particolare, della prevalenza fornita dal ventilatore) ed il tempo richiesto per la pulizia del filtro è possibile selezionare un tempo di funzionamento compatibile con il raggiungimento di un valore della perdita di pressione compatibile con l'impianto. Poiché l'operazione di pulizia del filtro interrompe il funzionamento del filtro, occorre posizionare almeno due elementi filtranti in parallelo in maniera tale che vi sia almeno un filtro sempre in funzione. I metodi di pulizia dei filtri a tessuto possono essere di tipo:

- meccanico: per scuotimento o vibrazione delle maniche;
- corrente inversa: una corrente di gas pulita investe in controcorrente il media filtrante;
- pulse jet o air choc: all'interno di ciascuna manica viene "sparato" periodicamente un getto d'aria in pressione a 6-7 bar.

Il parametro determinante ai fini del dimensionamento del filtro è la velocità di filtrazione, che determina, da un lato, le perdite di carico e, dall'altro, dimensioni ed efficienza del filtro. Le caratteristiche di filtraggio dipendono anche dal tessuto impiegato come media filtrante.

In passato è stata maturata una certa esperienza anche in dispositivi di filtraggio inerziale abbinati a sistemi di trattamento a caldo di fumi prodotti da processi di combustione (Pellegrini et al., 2009): in questo caso è stato possibile evidenziare come la pulizia del filtro, effettuata con air choc, non riporti le perdite di carico al livello del filtro pulito. Questo ulteriore incremento di perdita di carico rappresenta un ulteriore dispendio energetico che deve essere considerato nel bilancio complessivo del sistema.

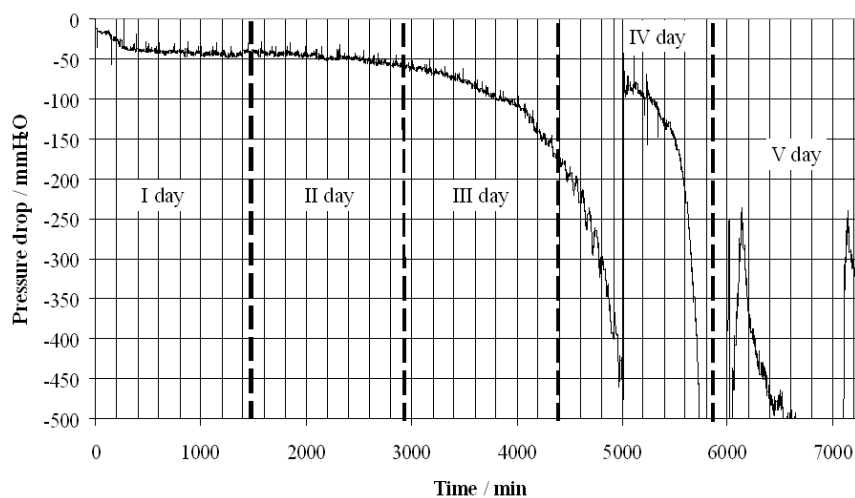


Fig. 15: Variazione della perdita di carico in un filtro di tipo inerziale al variare del numero di cicli di pulizia con air choc.

Nei filtri a umido la cattura del particolato solido avviene per inglobamento in una fase liquida opportunamente dispersa. Se nell'effluente gassoso sono presenti anche inquinanti gassosi con un certo grado di solubilità, il sistema può rimuovere anche questo tipo di inquinanti, oltre al particolato. Quando la rimozione di gas inquinanti assume la funzione preponderante, i sistemi acquisiscono caratteristiche specifiche e sono identificati come assorbitori. In generale, nei sistemi di filtrazione a umido per particolato solido la cattura e la rimozione di polvere avviene da parte del liquido: il liquido si può presentare sotto forma di goccioline molto fini (in questo caso si parla di atomizzazione) oppure sotto forma di velo steso o meno su pareti collocate lungo il percorso

di filtraggio; le due modalità appena descritte possono presentarsi anche in contemporanea, specie là dove il contatto liquido-gas avvenga in regime di elevata turbolenza. I meccanismi di cattura sono gli stessi agenti nel caso di filtraggio a tessuto: ad impatto inerziale, intercettazione diretta e diffusione si aggiunge l'effetto di condensazione, che si realizza quando le particelle costituiscono nuclei di condensazione per il vapore reso sovrassaturo dal contatto con il liquido. Solitamente, il processo di filtraggio a umido di particelle solide si declina attraverso le seguenti fasi:

- condizionamento dell'effluente gassoso, con riduzione della temperatura e saturazione del gas stesso;
- dispersione della massa liquida in gocce, vortici, veli, allo scopo di aumentare la superficie di contatto tra gas e liquido;
- meccanismi di impatto, intercettazione, diffusione e condensazione tali da provocare la cattura delle particelle solide da parte del liquido;
- separazione dall'effluente gassoso del liquido (e del particolato in esso inglobato).

Un primo esempio di impianto per filtrazione a umido di particolato solido è rappresentato dalle torri di lavaggio, cioè torri cilindriche in cui sono sistemati ugelli che spruzzano liquido in controcorrente o equicorrente all'effluente gassoso.

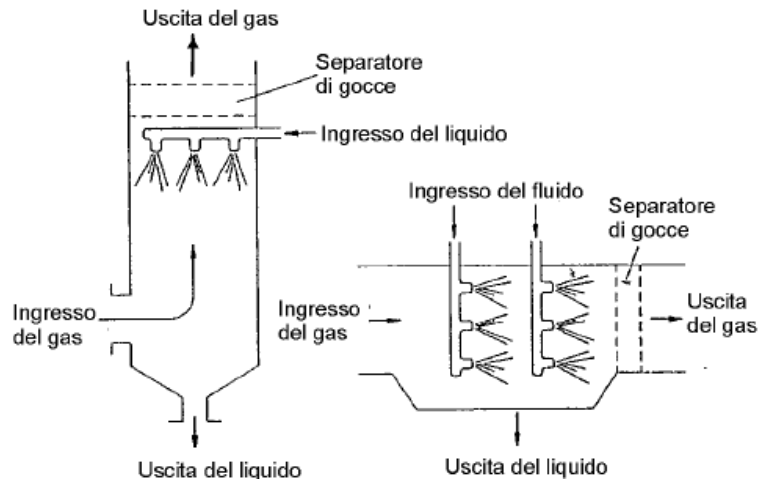


Fig. 16: Depolveratori a umido: torri di lavaggio in controcorrente ed equicorrente.

Il meccanismo principale di cattura è legato all'urto tra particella solida e liquido atomizzato: il sistema è caratterizzato da una elevata semplicità costruttiva e dalle basse perdite di carico, ma da una efficienza limitata. E' possibile adottare soluzioni più complesse, in cui sono presenti organi rotanti o in cui vengono generate turbolenze in grado di incrementare, anche se con margini ridotti, l'efficienza complessiva del sistema.

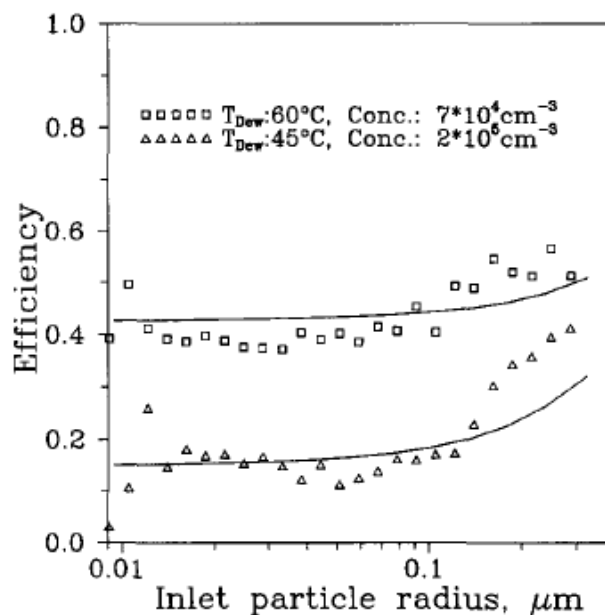


Fig. 17: Efficienza di filtraggio per sistema con torre di lavaggio (Johannessen et al., 1997).

Nel cosiddetto sistema Venturi, invece, l'effluente gassoso attraversa un condotto convergente-divergente, all'interno della cui gola raggiunge la massima velocità e la minima pressione. Il liquido viene iniettato proprio all'interno della gola: grazie all'elevata energia cinetica del gas, il liquido viene atomizzato e frantumato in tante goccioline di diametro ridotto. Nel condotto divergente, poi, la velocità relativa delle goccioline raggiunge i valori massimo, incrementando la probabilità di urto tra solido trasportato e le goccioline stesse. A valle del sistema deve essere previsto un sistema di separazione liquido-gas.

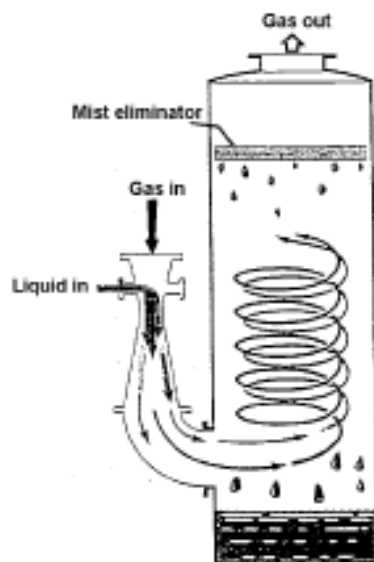


Fig. 18: Depolveratori a umido: sistema Venturi.

Il sistema è caratterizzato da maggiori efficienze di separazione rispetto alle semplici torri di lavaggio, ma sconta maggiori perdite di carico. Inoltre, le portate trattabili sono limitate a causa della conformazione del condotto Venturi, che prevede una restrizione di sezione importante.

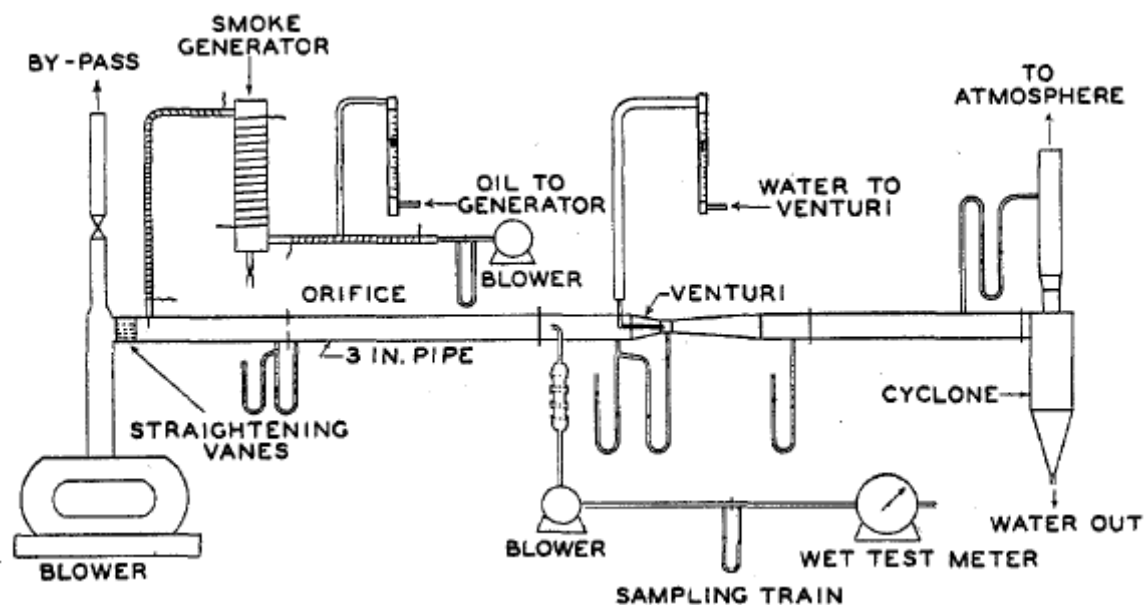


Fig. 19: Impianto sperimentale per la rilevazione dell'efficienza di scrubber Venturi (Erkman et al., 1951).

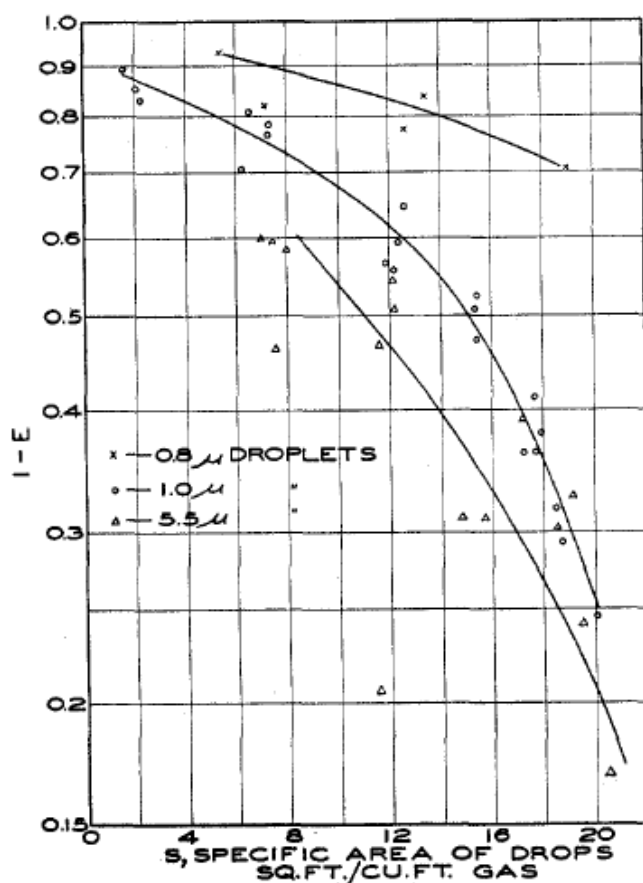


Fig. 20: Efficienza di filtraggio di uno scrubber Venturi (Erkman et al., 1951).

5. Celle ad effetto Seebeck

Stato dell'arte

Nel 1823 Seebeck osservò che l'ago di una bussola veniva deflesso quando si trovava in vicinanza di un anello formato da due materiali conduttori diversi le cui giunzioni erano poste a temperature diverse. Inizialmente Seebeck pensò che il fenomeno fosse di natura magnetica ed iniziò a indagare le proprietà di un gran numero di materiali, compresi i semiconduttori, e li classificò secondo il prodotto $\alpha \cdot \sigma$ dove α è il coefficiente di Seebeck e σ è la conducibilità elettrica. Il coefficiente di Seebeck è espresso in Volt per grado Kelvin (più frequentemente in $\mu\text{V/K}$). Inoltre, formando una termocoppia con il primo e l'ultimo elemento della sua serie, Seebeck riuscì a convertire l'energia termica in corrente con una efficienza di circa il 3%, valore confrontabile con il migliore motore a vapore realizzabile in quell'epoca.



Fig. 21: Schema di funzionamento di una termocoppia.

Difatti, se il circuito viene aperto si manifesta ai suoi capi una differenza di potenziale e che dipende dalla differenza di temperatura delle giunzioni, attraverso un coefficiente di proporzionalità S_{AB} , che è proprio il coefficiente di Seebeck:

$$(Eq. 3) \quad e = S_{AB} \cdot (T_1 - T_2)$$

Il coefficiente di Seebeck S_{AB} dipende, oltre che dalla tipologia dei due metalli, dalla temperatura (per gli scopi pratici, la caratteristica di una termocoppia può venire opportunamente linearizzata).

Un potenziale elettrico viene generato all'interno di un qualsiasi materiale conduttore che sia soggetto a un gradiente di temperatura: questo è l'effetto Seebeck.

Dopo 12 anni Peltier scoprì l'effetto opposto, ossia osservò che in corrispondenza di una giunzione tra due differenti materiali conduttori percorsi da una corrente elettrica si generava calore e la temperatura dei metalli cambiava. L'idea di sfruttare il fenomeno termoelettrico per la generazione di energia venne considerata nel 1885 da Rayleigh che per primo cercò di calcolare l'efficienza di un generatore di tipo termoelettrico. Successivamente, Altenkirch definì la “figura di merito” Z come:

$$(Eq. 4) \quad Z = \alpha^2 \sigma / \lambda$$

espressa in K^{-1} . Per ottenere una espressione della efficienza di conversione di un dispositivo termoelettrico si prenda a riferimento una termocoppia ideale come quella rappresentata in figura.

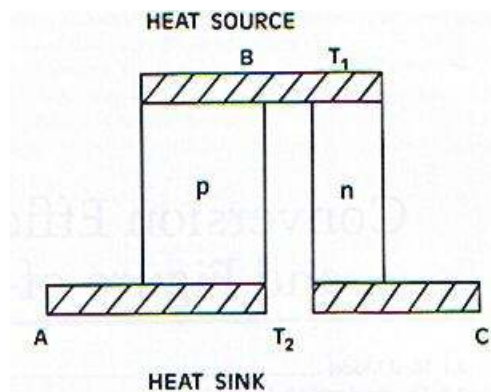


Fig. 22: Schema di termocoppia ideale.

La termocoppia è costituita da due parti o termoelementi, uno drogato n, l'altro drogato p, alle quali sono saldati dei conduttori metallici A, B e C aventi una resistenza supposta nulla. Le parti hanno lunghezza L_p e L_n e area A_p e A_n e in generale il rapporto L/A di un ramo è differente dall'altro. Una assunzione importante è che il calore sia trasferito dalla sorgente di calore B al pozzo di calore AC esclusivamente attraverso le due parti drogate della termocoppia. E' chiaro che la connessione di un qualsiasi numero di coppie siffatte, poste in serie elettricamente e in parallelo termicamente, incrementa la potenza gestita dal dispositivo, ma non l'efficienza. Se una resistenza elettrica viene inserita tra A e C, il calore fornito in B e asportato in AC genera una corrente elettrica nel circuito causato dall'effetto Seebeck: in altre parole, la termocoppia si comporta da generatore elettrico. Supponiamo allora che una resistenza elettrica R_L sia connessa alla termocoppia tra A e C. Supponiamo, inoltre, che la sorgente fornisca calore di una quantità q tale da mantenere costante la differenza di temperatura (T_1-T_2) tra le giunzioni. La potenza W utilizzata dal carico è data da:

$$(Eq. 5) \quad W = I^2 * R_L = [(\alpha_p - \alpha_n) * (T_1 - T_2) / (R_L + R)]^2 * R_L$$

In cui R rappresenta la resistenza interna dei due rami e può essere scritta come:

$$(Eq. 6) \quad R = (L_p * \rho_p / A_p) + (L_n * \rho_n / A_n)$$

in cui ρ indica la resistività dei materiali. La maggior parte del calore viene trasmesso al pozzo freddo attraverso i termoelementi del dispositivo, ma non va dimenticato che una parte di esso viene usato per bilanciare l'effetto Peltier generato dalla corrente I . Inoltre, occorre tenere in considerazione la potenza

dissipata per effetto Joule. Ne segue che la potenza termica q fornita al sistema vale:

$$(Eq. 7) \quad q = K(T_1 - T_2) + (\alpha_p - \alpha_n) I T_1 - 0,5 I^2 R$$

dove

$$(Eq. 8) \quad I = (\alpha_p - \alpha_n)(T_1 - T_2) / (R + R_L)$$

con K conduttanza termica. Si ipotizza che solo metà della potenza dissipata per effetto Joule arriva al pozzo freddo, mentre l'altra si presume ritorni alla sorgente. Da queste equazioni è possibile esprimere l'efficienza del generatore η_G come:

$$(Eq. 9) \quad \eta_G = W/q$$

Se ora esprimiamo il rendimento del generatore in funzione del rapporto R_L/R , otteniamo quanto segue:

$$(Eq. 10) \quad M = R_L/R$$

$$(Eq. 11) \quad M = [1 + 0,5 Z (T_1 - T_2)]^{0,5}$$

$$(Eq. 12) \quad \eta_G = [(T_1 - T_2)/T_1] * [(M - 1)/(M + T_2/T_1)]$$

Pertanto, in un generatore termoelettrico l'efficienza di conversione del calore in elettricità η_G dipende prima di tutto dalla differenza di temperatura ΔT con la quale opera il dispositivo, poi dalla temperatura media operativa T e, infine, dalle prestazioni dei materiali impiegati ed espressi per mezzo della figura di merito Z . Pertanto, materiali desiderabili sia per un tipo di applicazione che per l'altra sono quelli che possiedono i maggiori valori di Z .

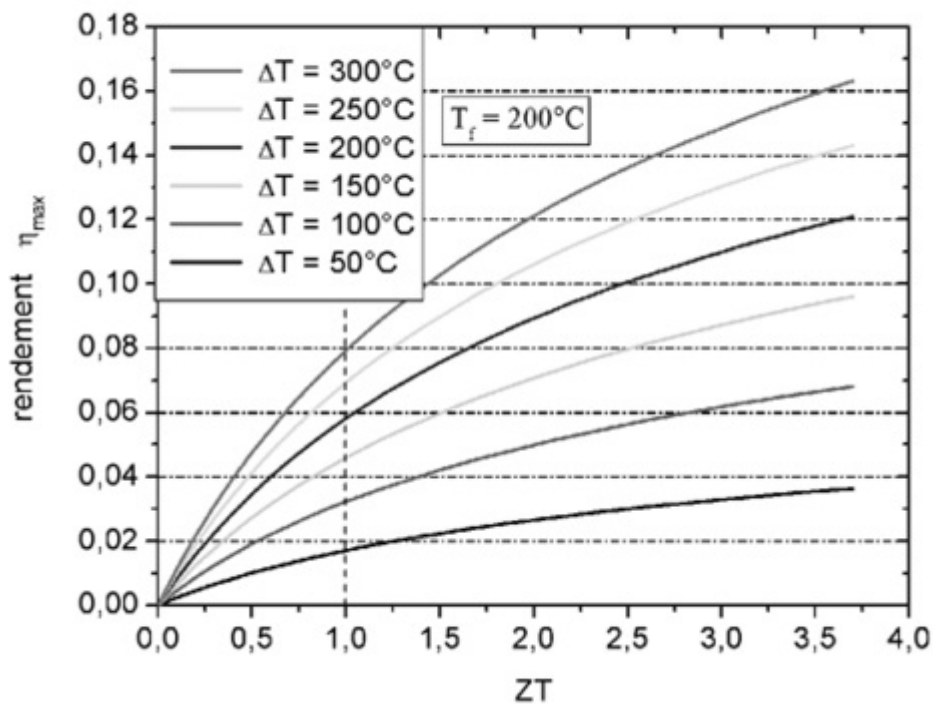


Fig. 23: Rendimento di conversione del dispositivo termoelettrico in funzione del prodotto $Z \cdot T$ e della differenza di temperatura ΔT .

I materiali termoelettrici si possono suddividere in tre categorie, definite in base al range di temperatura di funzionamento: le leghe di bismuto e telluride (Bi-Te) hanno i valori più alti di ZT , vengono impiegati soprattutto nel campo della refrigerazione ed operano con temperature massime di circa 200-250°C. In ordine di figura di merito seguono le leghe di piombo e telluride (Pb-Te) e per ultime, con i valori più bassi, ci sono le leghe silicio-germanio (Si-Ge): queste due categorie vengono applicate esclusivamente nei generatori termoelettrici e funzionano con temperature superiori a 500°C e 1.000°C, rispettivamente.

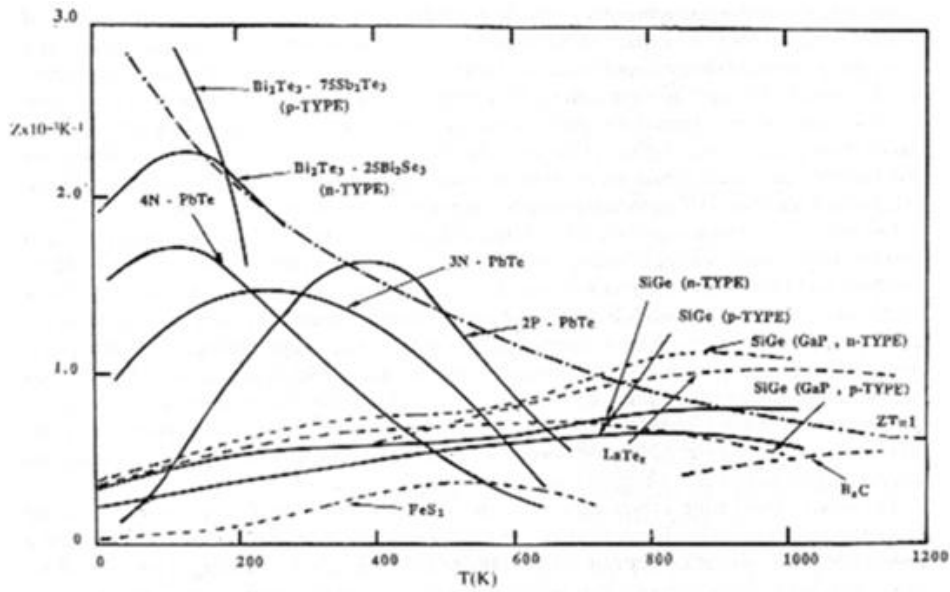


Fig. 24: Posizionamento delle tre categorie di materiali termoelettrici in funzione di figura di merito Z e temperatura T .

La cella a effetto Seebeck consiste in un certo numero di termocoppie connesse elettricamente in serie a formare un modulo, che è l'unità di base del generatore termoelettrico e, in genere, è disponibile commercialmente.

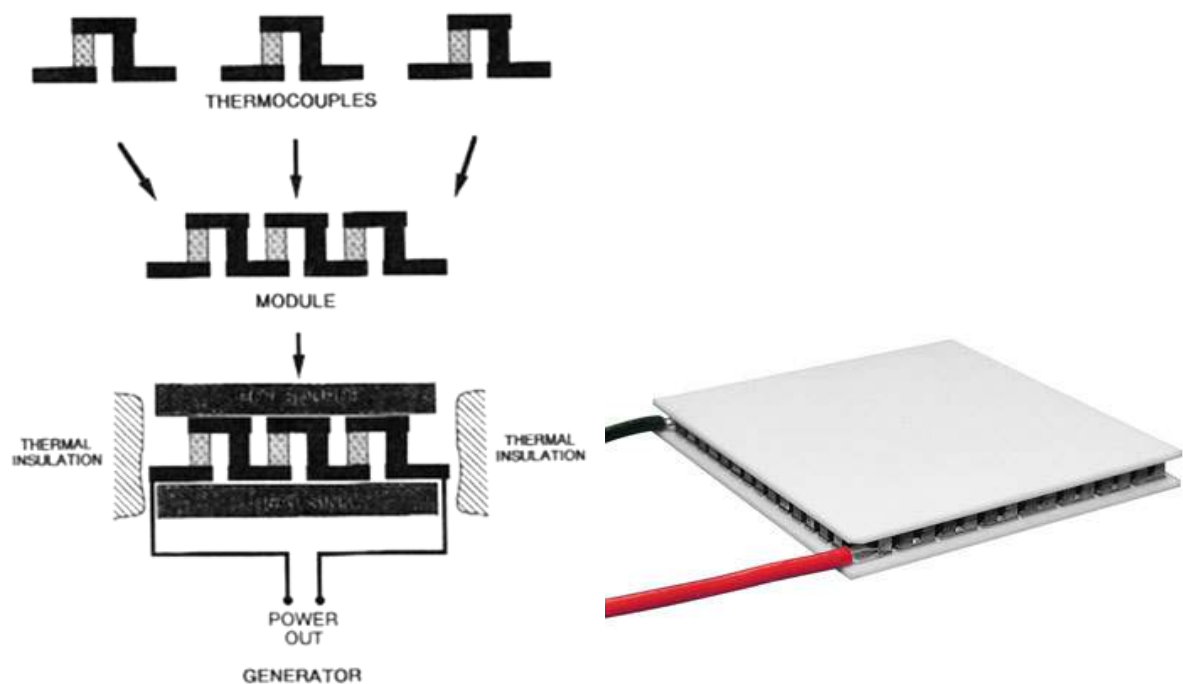


Fig. 25: La cella a effetto Seebeck.

Il calore, che si può ottenere da diverse fonti, viene fornito alla superficie del modulo ed emesso a temperatura minore dall'altra superficie. I conduttori termoelettrici sono per loro natura dei conduttori termici scarsi, di conseguenza sono stati sviluppati isolanti termici molto efficaci per garantire il più possibile che il calore disponibile passi attraverso le regioni attive del modulo.

La letteratura comprende sia una serie di studi atti a modellare il comportamento elettro-termodinamico della cella ad effetto Seebeck, sia testarne le prestazioni in condizioni di funzionamento extra-laboratorio. Si sono sviluppati modelli di calcolo (Hsiao et al., 2010; Chen et al., 2011) per le valutazioni dei flussi termici all'interno della cella ad effetto Seebeck ed in considerazione della struttura componente i sistemi di raffreddamento e alimentazione del calore.

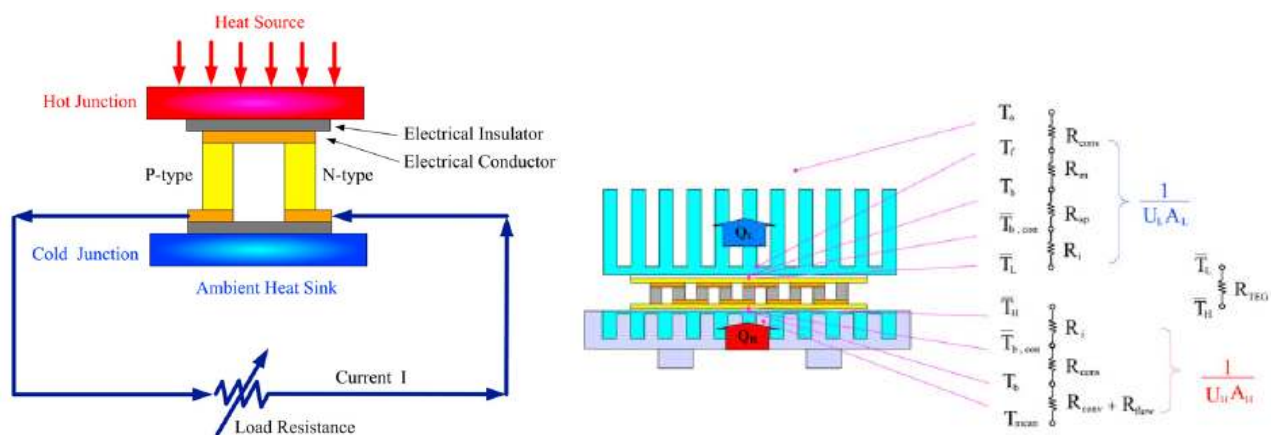


Fig. 26: Modello per il calcolo della resistenza termica complessiva del sistema (Hsiao et al., 2010).

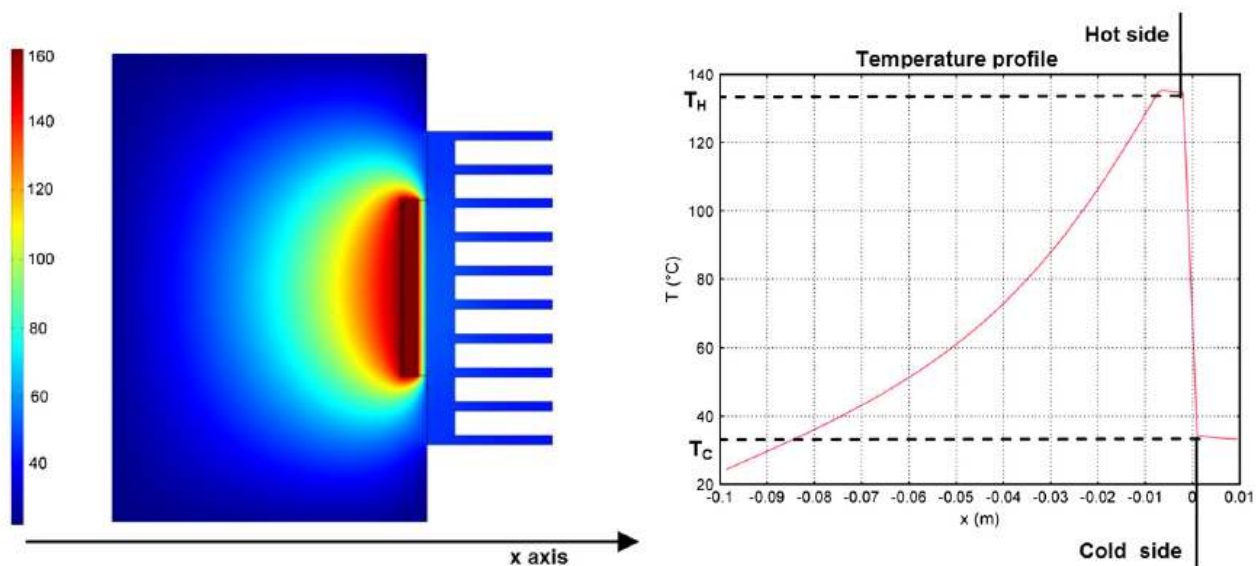


Fig. 27: Modello stazionario della distribuzione di temperatura (Champier et al., 2010).

Interessanti conclusioni sono emerse anche da prove di funzionamento realizzate allo scopo di verificare il funzionamento delle celle ad effetto Seebeck (Champier et al., 2010; Casano e Piva, 2011). In particolare, si sottolinea come sia di particolare rilevanza ai fini della determinazione della efficienza della cella η_G il calcolo delle perdite di potenza termica nel passaggio di calore dal lato caldo al lato freddo (Hsiao et al., 2010). Difatti, all'aumentare della temperatura lato caldo, aumentano le perdite di potenza termica in senso assoluto, mentre la dissipazione è percentualmente più rilevante sul totale del calore ceduto al sistema alle basse temperature.

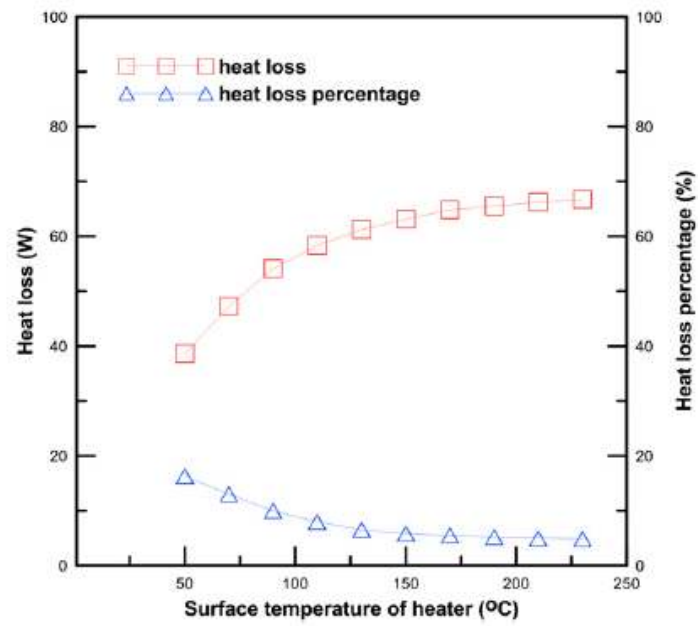


Fig. 28: Potenza termica dissipata in funzione della temperatura lato caldo (Hsiao et al., 2010).

6. La pompa a vapore o pompa Ogden

Stato dell'arte

Le pompe a vapore o pompe Ogden sono progettate per rimuovere e recuperare condensa in diverse condizioni operative. Le pompe sono unità autonome che utilizzano come forza motrice vapore o altri gas pressurizzati; non ci sono motori elettrici o interruttori di livello, l'installazione si semplifica notevolmente e risultano dispositivi ideali per aree classificate con rischio esplosione.

La pompa opera grazie ad un principio di spostamento positivo. Il fluido entra nel corpo della pompa attraverso la valvola di ritegno d'ingresso, spostando verso l'alto il galleggiante. I residui incondensati fuoriescono dalla parte superiore del corpo valvola, attraverso la valvola di scarico aperta.

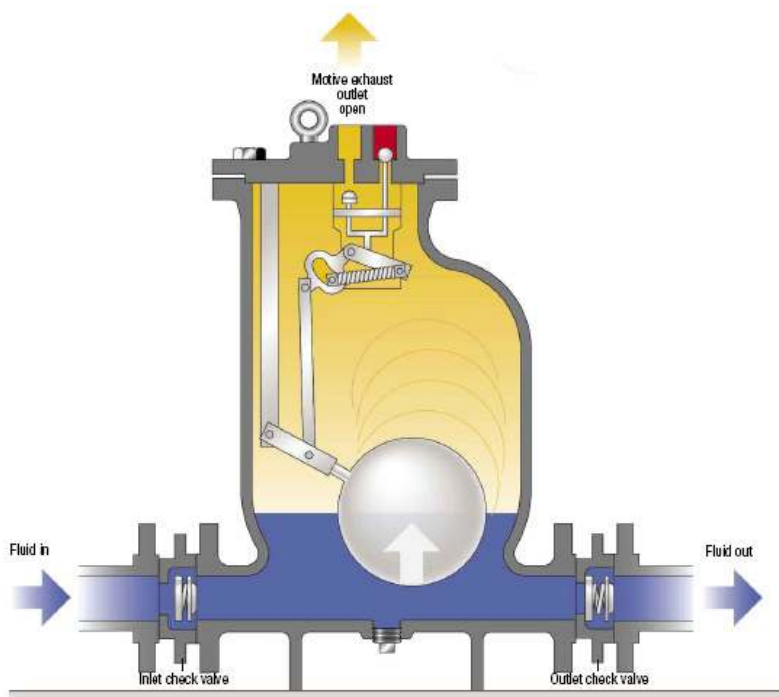


Fig. 29: Pompa a vapore: fase di riempimento.

Non appena il galleggiante raggiunge la sommità del corpo pompa, a camera riempita, si apre l'ingresso del vapore e si chiude la valvola di scarico. Il sistema assicura una transizione rapida tra fase di caricamento e fase di pompaggio. Quando la pressione all'interno della pompa aumenta e supera la contropressione totale, il fluido esce attraverso il condotto di uscita.

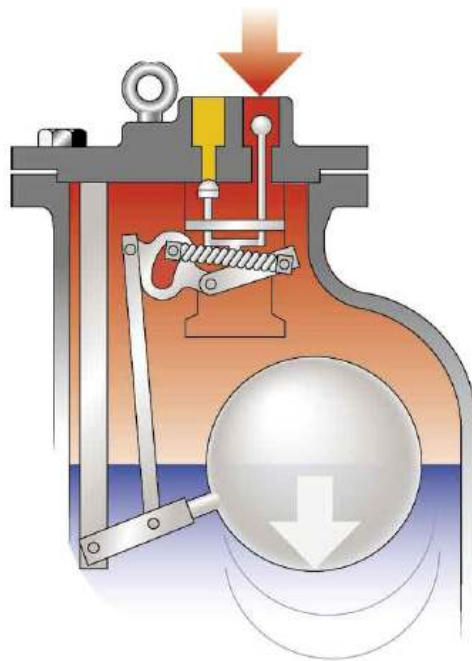


Fig. 30: Pompa a vapore: fase di pompaggio.

Poiché il livello del fluido scende all'interno della pompa, il galleggiante si abbassa, chiudendo il condotto di ingresso del vapore ed aprendo lo scarico. Quando la pressione all'interno del corpo pompa crolla, il fluido rientra attraverso la valvola di ritegno all'ingresso ed il ciclo si ripete.

Per quanto concerne le dimensioni disponibili per questa tipologia di pompe, ci si può indirizzare verso il costruttore più importante, ovvero la Spirax Sarco. Esistono quattro diversi modelli per un totale di sette possibili combinazioni in termini di dimensioni (cioè portate e pressioni). Di seguito si farà riferimento al modello MFP14-DN80xDN50, quello con capacità maggiori.

Tabella 10. Caratteristiche tecniche della pompa a vapore della Spirax Sarco MFP14-DN80xDN50.

Caratteristica	Valore
Volume scaricato per ciclo [lt]	19,3
Consumo massimo di vapore [kg/h]	20
Peso totale [kg]	98
A [mm]	645
B [mm]	420
C [mm]	637,5
D [mm]	430
E [mm]	119
F [mm]	104
G [mm]	580
H [mm]	33
J [mm]	18
K [mm]	245
L [mm]	342

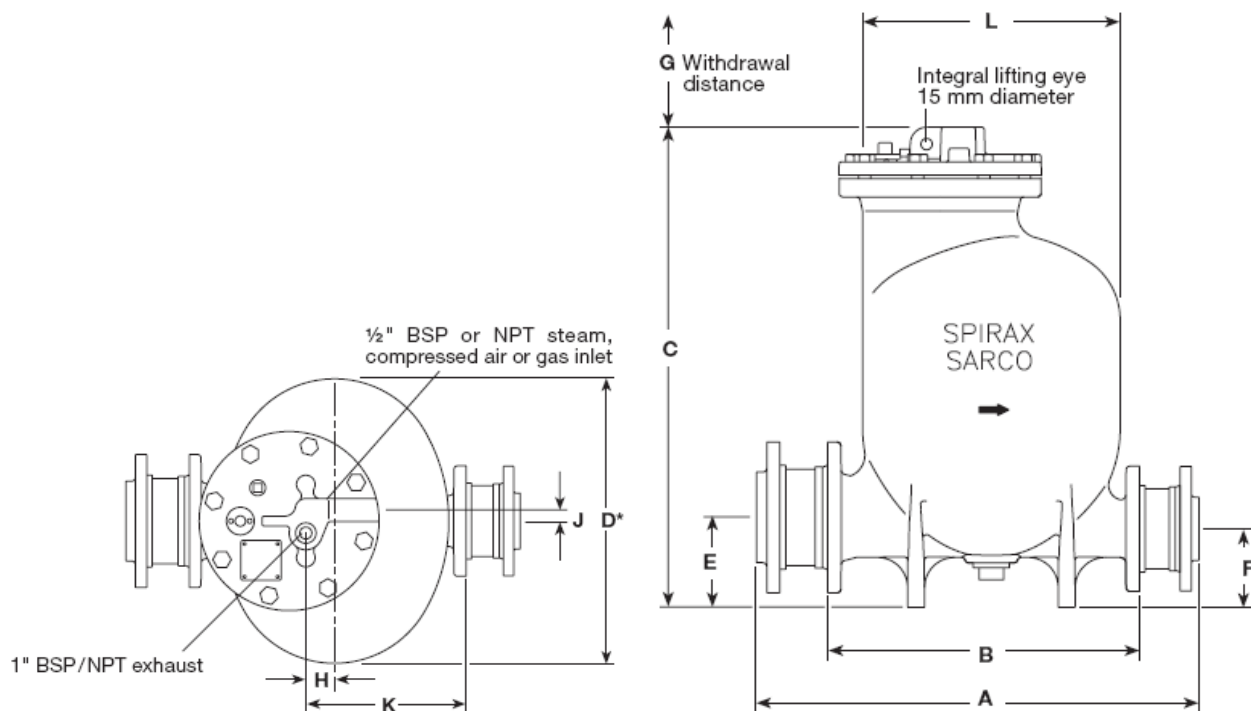
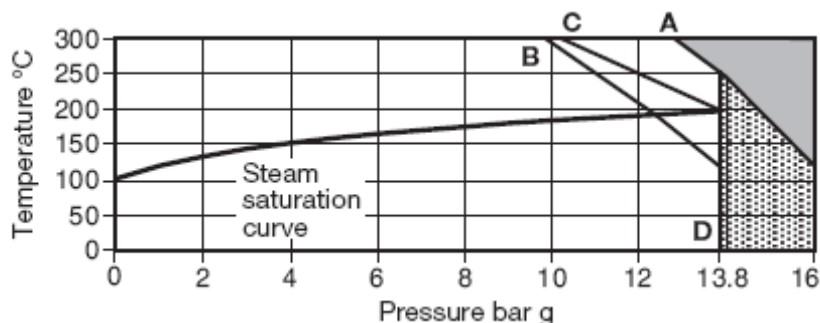


Fig. 31: Dimensioni caratteristiche pompa a vapore MFP14 DN80xDN50 della Spirax Sarco.



 The product **must not** be used in this region.

 For use in this region contact Spirax Sarco -
As standard this product should not be used in this region or beyond its operating range.

A - D Flanged PN16

B - D Flanged JIS/KS 10

C - D Flanged ANSI 150

Fig. 32: Limiti operativi per la pompa a vapore della Spirax Sarco MFP14.

Per il dimensionamento della pompa si procede come segue: sono note la pressione del vapore (nell'ipotesi seguente pari a 5,2 bar), la contropressione

sulla linea di mandata della pompa (nell'ipotesi seguente 1,7 bar) e la quota di alimentazione di vapore (nell'ipotesi seguente 0,15 m).

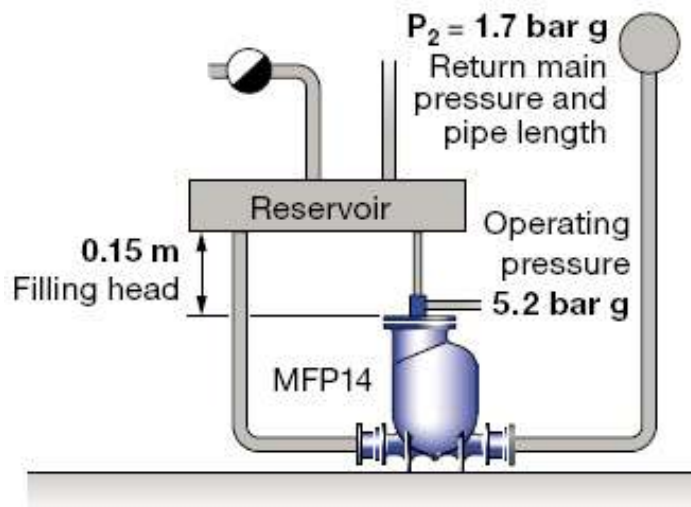


Fig. 33: Esempio di dimensionamento per la pompa MFP14 della Spirax Sarco.

Una volta convertita la contropressione alla mandata della pompa da bar in metri di colonna d'acqua, si può entrare nel diagramma che fornisce la portata di acqua pompata in funzione della pressione del vapore.

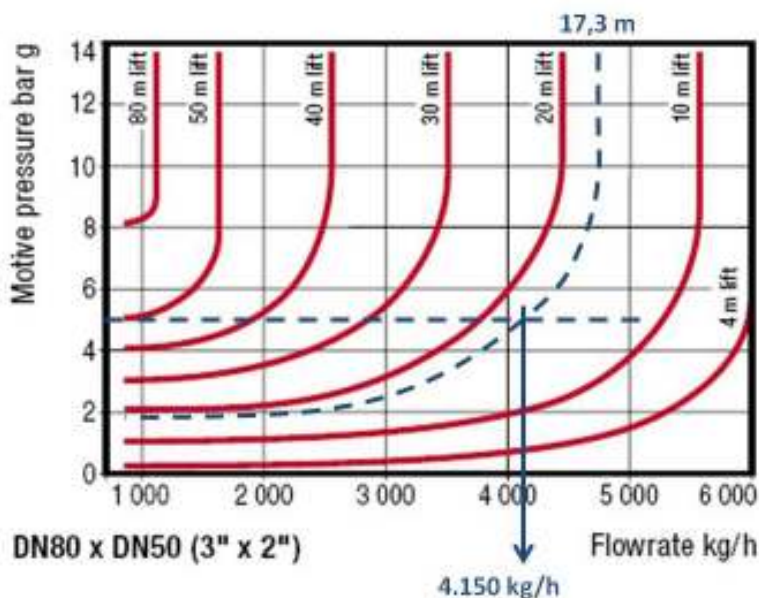


Fig. 34: Portata pompabile in kg/h espressa in funzione di pressione all'aspirazione del vapore e contropressione alla mandata dell'acqua per la pompa MFP14 DN80xDN50.

Il valore determinato dal diagramma viene corretto con un fattore moltiplicatore che dipende dalla quota di alimentazione del vapore.

Tabella 11. Fattore moltiplicativo per le pompe Ogden in funzione della quota di riempimento del vapore.

Filling head metres (m)	Capacity multiplying factors			
	DN25	DN40	DN50	DN80 x DN50
0.15	0.90	0.75	0.75	0.80
0.30	1.00	1.00	1.00	1.00
0.60	1.15	1.10	1.20	1.05
0.90	1.35	1.25	1.30	1.15

Nell'esempio valutato, pertanto, la portata elaborabile della pompa risulta essere pari a 3.320 kg/h. Per il corretto funzionamento della pompa deve essere presente una differenza di pressione tra alimentazione del vapore e contropressione sulla mandata dell'acqua pari a 2-4 bar.

7. Campagna sperimentale su filtro antiparticolato

Introduzione

Il filtro coalescente a tessuto a bagno liquido rappresenta una innovativa soluzione per il filtraggio del particolato presente nei fumi a valle dei processi di combustione o gassificazione. Grazie all'integrazione di due diverse modalità di filtraggio, quali il filtro a tessuto e il filtro coalescente, è possibile incrementare l'efficienza complessiva e, contemporaneamente, ridurre i costi di esercizio, grazie alla semplicità del sistema proposto, rispetto agli usuali filtri impiegati al medesimo scopo.

L'obiettivo finale è quello di arrivare ad un grado di separazione del particolato tale da poter parlare di "particolato zero" presente nei fumi di scarico, cioè una quantità di particolato inferiore a quella normalmente presente nell'atmosfera. Se l'obiettivo fosse raggiunto, si potrebbe allora pensare al filtro come ad un filtro pro-attivo per l'intero ambiente, in quanto il fumo di scarico presenterebbe una percentuale di particolato inferiore a quella presente nell'aria in ingresso.

La filtrazione a tessuto avviene ad opera di tessuti con blocco e cattura delle polveri da parte del tessuto e dello strato di particolato che si accumula sulla sua superficie (cake). Quest'ultimo aspetto condiziona il valore dell'efficienza durante il funzionamento del filtro. Infatti l'efficienza varia, incrementando, dall'istante in cui il filtro è pulito a quelli successivi, dove lo strato di particolato va via via aumentando. Le migliori performance si ottengono quando il filtro è carico di polvere e intercetta particelle dell'ordine del μm ; tuttavia, questa è

una condizione limite perché nel tratto finale di ogni curva si verifica proprio quell'aumento delle perdite di carico che costringe l'operatore ad effettuare operazioni di pulizia per liberare il tessuto e per ripristinare le condizioni di funzionamento iniziali.

Esistono vari dispositivi di abbattimento: pulizia meccanica per scuotimento o vibrazione, pulizia ad inversione di flusso e pulizia a getto di aria compressa. A seconda delle caratteristiche del particolato, va individuato il tipo di elemento filtrante più idoneo in termini di:

- tipo di tessuto;
- grammatura del tessuto;
- permeabilità del tessuto;
- geometria.

La presenza del liquido ha la funzione di inglobare il particolato filtrato dalla microfibra e dal liquido stesso grazie al fenomeno della coalescenza. La coalescenza fa sì che le minuscole particelle si uniscano in particelle più grandi e pesanti che per gravità si separano più facilmente. L'efficienza di cattura da parte della nube di gocce aumenta al diminuire delle dimensioni delle gocce e al crescere della loro densità. Mentre una velocità relativa più grande tra la corrente gassosa (ed il particolato presente in essa) e le gocce di liquido favorisce una migliore cattura.

Nel filtro sperimentale analizzato, il passaggio del tessuto a bassa velocità nel bagno liquido e la forza di gravità agiscono nella direzione di separare il particolato depositato sul media e lasciarlo all'interno del bagno. L'urto delle gocce sul tessuto produce sul sistema un duplice effetto: da un lato si va a reintegrare quella parte di liquido persa per gocciolamento dalla microfibra,

dall'altro l'urto del liquido sulla microfibra porta alla separazione di parte del particolato trattenuto dal filtro e agglomerato dall'effetto coalescente. Le particelle separate dal tessuto cadono nel bagno liquido e fuoriescono dal filtro per mezzo di un condotto di spurgo. Tale condotto serve anche a mantenere costante il livello del bagno liquido nel filtro. Un ulteriore filtro è posto prima della pompa di ricircolo allo scopo di separare la fase liquida da quella solida.

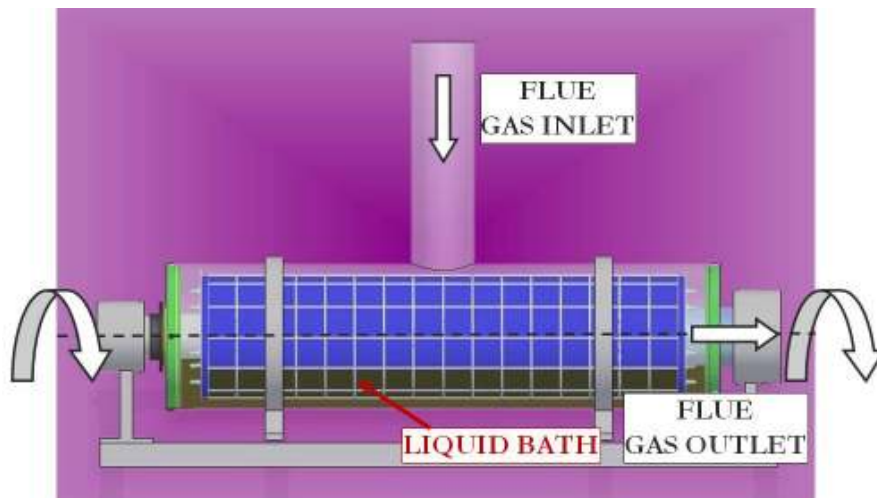


Fig. 35: Principio di funzionamento del filtro sperimentale.

Inoltre, prima di arrivare a contatto con il tessuto immerso nel bagno liquido, i fumi incontrano in controcorrente un flusso di liquido atomizzato che effettua una sorta di pre-trattamento del particolato, andando ad intercettarne una parte.

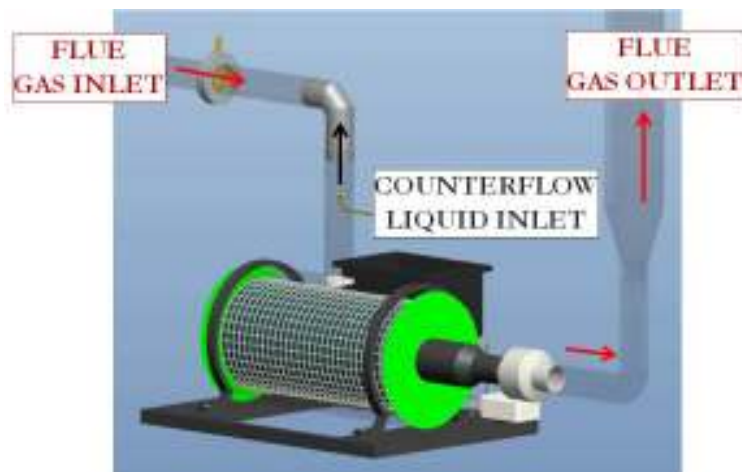


Fig. 36: Iniezione di liquido atomizzato in controcorrente.

Pertanto possiamo così schematizzare i vantaggi derivanti dall'utilizzo di questo filtro:

- elevata efficienza, data dal connubio tra filtro a tessuto in polimero (ovvero fibra di vetro ovvero fibra ceramica per alte temperature) e filtro a coalescenza;
- continua rigenerazione dell'elemento filtrante, senza necessità di fermare l'impianto per l'operazione di pulizia o rigenerazione;
- per applicazioni come elemento intermedio, possibilità di impiegare l'olio esausto come bio-combustibile nello stesso processo termico;
- per applicazioni come elemento terminale, possibilità di impiegare liquidi ad impatto ambientale nullo.

Progettazione

Il primo elemento del prototipo di filtro da definirsi in sede di progettazione riguarda la scelta della tipologia di tessuto da impiegarsi come media filtrante: questo deve garantire efficienze elevate nello spettro del PM_{2,5} e PM₁₀ e deve essere impermeabile, al fine di contenere il passaggio dell'olio dall'esterno verso l'interno del tamburo rotante. Il tessuto filtrante individuato per le prove è un PF3-200: in tabella sono riassunte le caratteristiche del media filtrante.

Tabella 12. Caratteristiche tecniche del media filtrante.

Nome commerciale	PF3-200
Composizione	100% fibra poliestere
Trattamento	Termolegato
Peso [gr/m²] (DIN 53854)	200
Tolleranza sul peso (rotolo)	±7,5%
Spessore [mm] (DIN 53855)	20
Tolleranza sullo spessore	±3%
Colore	Bianco/Blu
Permeabilità all'aria [lt/min su 20 cm²] (DIN 53887)	500
Variazione dimensioni a caldo (DIN 8279/12)	Stabile fino a 80°C

Nella tabella successiva vengono invece riportati i risultati ottenuti con la prova di classificazione secondo DIN 24185.

Tabella 13. Risultati della prova di classificazione secondo DIN 24185.

Portata di aria [m³/h]	5.400
Velocità dell'aria [m/s]	1,5
Perdita di carico iniziale [Pa]	32

Perdita di carico finale consigliata [Pa]	200
Grado di separazione medio (con metodo gravimetrico)	90,1%
Capacità di accumulo polveri [gr/m²]	359
Classe di filtrazione	EU4 – G4

Individuato il media filtrante, occorre fissare quello che risulta essere il parametro fondamentale nel dimensionamento di un qualunque dispositivo filtrante a tessuto, cioè la velocità di filtrazione. Difatti, nota la portata in volume di gas (Q) da trattare e fissata la velocità di filtrazione (V), si ricava la superficie utile di filtraggio (A) dalla relazione:

$$(Eq. 13) \quad A = Q/V$$

Q: portata volumetrica di fumi [m³/s]

V: velocità di filtrazione [m/s]

A: superficie utile di filtraggio [m²]

Data la natura sperimentale del filtro in oggetto, si è deciso di costruirne l'involucro esterno in materiale trasparente al fine di poter osservare direttamente la dinamica di filtraggio. Il materiale prescelto è il policarbonato. Poiché le dimensioni dei tubi in policarbonato sono limitate, sulla base della disponibilità da parte dei fornitori si è preliminarmente individuato un diametro (D) indicativo del tamburo su cui fissare il tessuto filtrante pari a 200 mm. Ne deriva che la lunghezza (L) del tamburo e, quindi, del media filtrante, risulta essere pari a:

$$(Eq. 14) \quad A = \pi \cdot D \cdot L$$

che, combinata con l'Eq.1, da:

(Eq. 15) $L = Q/(\pi \cdot D \cdot V)$

La portata di gas da trattare (Q) dipende in sostanza dalle caratteristiche del ventilatore installato allo scarico del sistema. L'utilizzo del ventilatore si rende necessario in vista di una integrazione del filtro con una caldaia alimentata a biomassa: il ventilatore, infatti, da un lato consente una regolazione sulla portata in ingresso al filtro, dall'altro evita problemi in merito alla capacità dell'aspiratore fumi della caldaia di lavorare con la perdita di carico aggiuntiva generata dal filtro.

Quindi, la corrente gassosa da filtrare viene dirottata nel condotto di aspirazione dell'impianto mediante l'ausilio di un ventilatore, che viene opportunamente posizionato a valle dell'impianto di filtraggio e non a monte per limitarne lo stress termico (ed il costo). Di seguito le caratteristiche del ventilatore individuato.



Fig. 37: Ventilatore per l'aspirazione dei fumi posizionato sullo scarico dell'impianto sperimentale di filtraggio.

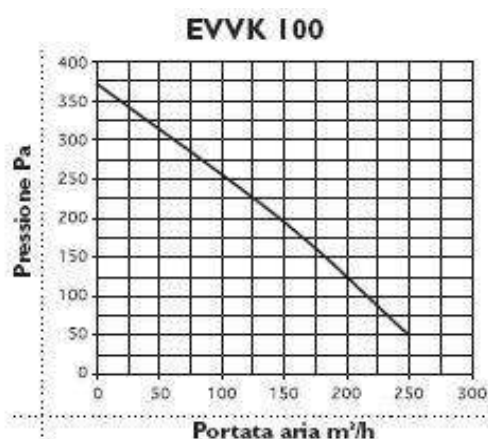


Fig. 38: Curva caratteristica del ventilatore.

Tabella 14. Parametri caratteristici del ventilatore.

Nome commerciale	EVVK-100
Numero di giri massimo [rpm]	2.500
Potenza assorbita [W]	59
Intensità di corrente [A]	0,26
Massima portata volumetrica [m^3/h]	250
Temperatura limite di funzionamento [$^{\circ}C$]	65

Il dispositivo è adatto a canali circolari e per medie pressioni; è impiegato per portate volumetriche (Q) dai 25 m^3/h ai 250 m^3/h , con motore a rotore esterno monofase, 2.500 rpm, potenza assorbita pari a 59 W, resistente fino a 65 $^{\circ}C$. La portata d'aria può essere regolata agendo sulla velocità di rotazione del motore a mezzo di un inverter.

Al fine di realizzare un prototipo il più compatto e semplice possibile, si è fissato un ulteriore parametro dimensionale, cioè la lunghezza del tamburo (L) pari a circa 800 mm. Una lunghezza superiore del tamburo avrebbe generato uno squilibrio fluidodinamico all'interno del tamburo filtrante, poiché gli estremi dello stesso si sarebbero trovati ad una distanza eccessiva dal condotto di

ingresso del gas. In alternativa, si sarebbe potuto separare il flusso in ingresso su più rami, ma ciò avrebbe comportato una complessità gestionale eccessiva ed ulteriori costi.

Pertanto, fissate le caratteristiche geometriche del filtro, dall'equazione 3, note le portate volumetriche (Q) minima e massima è possibile calcolare il range di variazione della velocità di filtrazione (V), che va da 0,014 m/s a 0,138 m/s. Poiché la velocità di filtrazione (V) ottimale si aggira attorno a 0,01-0,02 m/s, alle portate volumetriche più basse corrisponderà un funzionamento all'interno del range previsto, mentre per portate volumetriche (Q) superiori a 35 m³/h avremo un funzionamento con velocità di filtrazione (V) superiori a quella ottimale.

Per quanto riguarda il sistema di atomizzazione del fluido coalescente sul condotto di ingresso dei fumi, esso ricopre un ruolo fondamentale in merito all'efficienza complessiva del filtro. Infatti, questo sottosistema a monte della filtrazione a tessuto opera come uno scrubber a umido. I nebulizzatori sono inseriti nella condotta del camino immediatamente a monte della bocca di alimentazione del filtro ed inviano il flusso atomizzato in controcorrente rispetto alla direzione dell'effluente gassoso.



Fig. 39: Particolare dell'atomizzatore idraulico.

Il sistema di nebulizzazione invia un flusso di goccioline di diametro variabile da 10 μm a 300 μm in controcorrente ai fumi che si muovono dall'alto verso il basso. Nello specifico, è stata prevista la variazione di tre atomizzatori che differiscono per la sola variazione del diametro interno (d).

Tabella 15. Parametri caratteristici degli atomizzatori.

Nome commerciale	MX3	MX4	MX10
Diametro interno d [mm]	0,7	1,1	1,6
Portata a 5 bar [lt/h]	15,2	20,1	50
Angolo di iniezione a 5 bar [°]	70	80	80

TIPO TYPE TYPE TYP TIPO	Ø1 mm	Pressione - Pressure - Pression - Druck - Presión (bar)						Δ°
		2	5	10	15	20	30	
		Portata - Capacity - Debit - Volumenstrom - Caudal (l/h)						
0.7	0.35	-	3.6	5.2	6.3	7.3	8.9	35°
1	0.4	-	4.5	6.4	7.8	9.1	11.2	60°
1.5	0.5	4.8	7.6	10.5	13.1	15.1	18.5	70°
2	0.6	6.4	10.2	14.3	17.7	20.1	25.2	75°
3	0.7	9.6	15.2	21.2	26.4	30.5	37.6	70°
4	1.1	12.8	20.1	29.1	35.2	40.4	50.5	80°
6	1.1	19.2	30.1	43	53	61	74	75°
8	1.5	26	40	57	70	81	99	90°
10	1.6	32	50	71	88	102	125	80°
12	1.9	38	61	86	105	120	150	80°
14	1.9	45	71	100	124	144	175	85°
18	1.9	57	91	129	158	182	220	85°
22	1.9	70	110	157	193	220	270	70°

Technical drawings of the atomizer. The left side shows two side views with dimensions 11 and 36/37. The center shows a top view with dimensions 20 and 19. The right side shows a detail 'MX' of the internal nozzle assembly.

Fig. 40: Caratteristiche tecniche degli atomizzatori idraulici.

Gli atomizzatori idraulici consentono di nebulizzare il liquido molto finemente con la sola pressione idraulica ottenendo un cono semipieno. Portata e pressione influenzano il diametro delle gocce: un aumento della portata determina un incremento delle dimensioni delle gocce, mentre un aumento della pressione porta ad avere delle gocce decisamente più piccole. A seguito del contatto tra corrente fluida e corrente di fumi si realizza un primo stadio di filtrazione a coalescenza. L'effetto coalescenza si verifica pertanto in fasi successive:

- nel condotto verticale in ingresso al filtro a tessuto: il flusso di aria si incontra e si miscela con la nube di goccioline atomizzate; anche le pareti del tubo sono bagnate e quindi sono sede di possibili catture dei contaminanti;
- sulla superficie esterna del filtro a tessuto: quando il funzionamento è a regime, si forma un film liquido sulla superficie esterna del filtro e i fumi che attraversano il media sono costretti ad attraversarlo, aumentando l'efficienza del filtro;

- durante la rotazione dell'asse del tamburo su cui è fissato il filtro a tessuto: il particolato raccolto sulla superficie esterna del filtro a tessuto viene inglobato per coalescenza all'interno del bagno liquido e tende a depositarsi sul fondo del filtro.

Inoltre, con questa modalità di funzionamento, è possibile diminuire, se non annullare, rispetto al funzionamento a secco il numero di cicli di pulizia del tessuto filtrante in quanto è il bagno liquido a provvedere alla rimozione dalla superficie del tessuto del particolato intrappolato.

Di seguito si riporta il P&I del prototipo di filtro. Sono riportati sia gli elementi componenti l'impianto sia gli strumenti di misura presenti. Sono già stati descritti in precedenza sia il tamburo rotante, che presenta un motoriduttore M1 regolato da inverter INV1, che il ventilatore V1 (comandato dal motore M3 e regolato con l'inverter INV3) e l'atomizzatore. Il motoriduttore M1 è un motoriduttore coassiale serie MVF 44/n della Bonfiglioli Riduttori: potenza di 0,18 kW, rapporto di trasmissione pari a 46 con una velocità dell'albero in uscita pari a 30 rpm, motore 4 poli da 0,18 kW di potenza e velocità pari a 1.350 rpm.



Fig. 41: Motoriduttore coassiale installato sul tamburo.

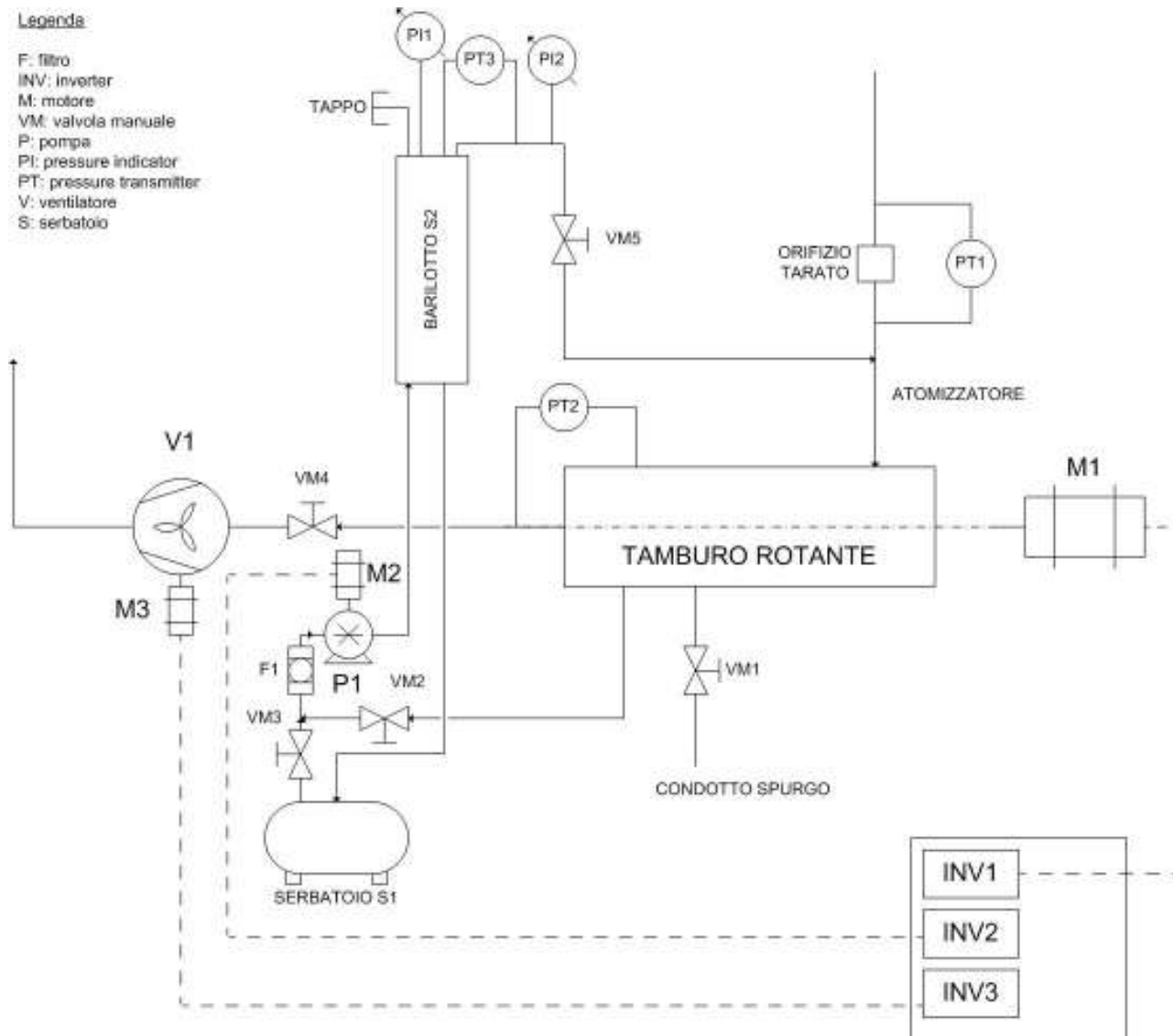


Fig. 42: P&I dell'impianto sperimentale di filtraggio.

Si evidenziano due linee: la prima, quella dell'effluente gassoso, regola la propria portata in ragione del funzionamento del ventilatore V1; la seconda, quella del liquido coalescente, parte dal serbatoio S1 (dimensioni 40x30x40 cm, per un volume complessivo di quasi 50 lt) da cui pesca la pompa P1 (su cui agisce tramite l'inverter INV2 la regolazione sulla frequenza del motore M2) che alimenta l'atomizzatore. Il liquido coalescente si accumula poi sul fondo del tamburo rotante, formando il bagno liquido in cui risulta parzialmente immerso il media filtrante. Poiché all'interno del carter il bagno liquido non può superare un certo livello (altrimenti entrerebbe nel circuito dell'aria causando danni rilevanti all'impianto), è presente un condotto di by-

pass la cui apertura è regolata dalla valvola manuale VM2. Quando tale valvola viene aperta, la pompa P1 preleva il fluido direttamente dal bagno liquido formatosi all'interno del carter, riportando così il livello al valore desiderato. La valvola VM2 può essere altresì aperta parzialmente per regolare il livello del bagno liquido. E' presente anche un condotto di spurgo regolato dalla valvola manuale VM1.

La pompa P1 è una pompa ad ingranaggi, modello MG 204 della FluidoTech: la pompa è tarata su di un range di velocità pari a 1.000÷2.000 rpm. Di seguito si riportano le curve caratteristiche della pompa stessa: dalla curva caratteristica A (corrispondente all'impiego di acqua come fluido coalescente) emerge che ad una velocità pari a 1.450 rpm e a 3 bar di pressione, la pompa garantisce una portata di fluido pari a circa 7 l/min.



Fig. 43: Pompa P1 ad ingranaggi per acqua.

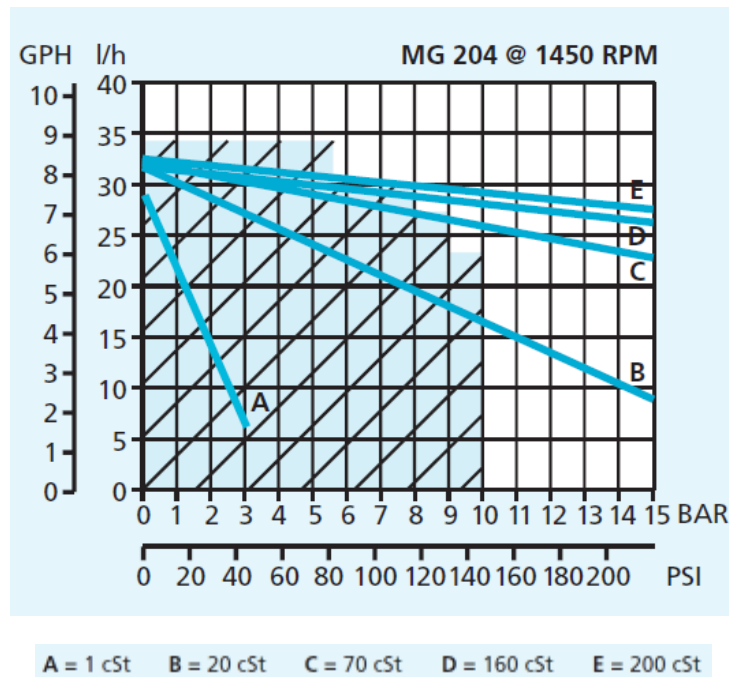


Fig. 44: Curve caratteristiche della pompa P1 per acqua: la curva A è la curva di riferimento nel caso di utilizzo di acqua come fluido coalescente.

Alla mandata della pompa P1 è presente un filtro a cartuccia F1 che trattiene le impurità: in questo modo, avendo trasferito la filtrazione del particolato da un gas ad un liquido, risulta molto più efficiente ed efficace il processo di rimozione del particolato.

Nel caso in cui si voglia impiegare dell'olio in sostituzione dell'acqua come fluido coalescente, occorrerà installare come pompa P1 la elettropompa rotativa autoadescante ad ingranaggi Viscomat 200/2 a profilo interno, alimentata da un motore asincrono monofase a 4 poli, autoventilato e direttamente flangiato al corpo pompa.



Fig. 45: Pompa P1 per olio.

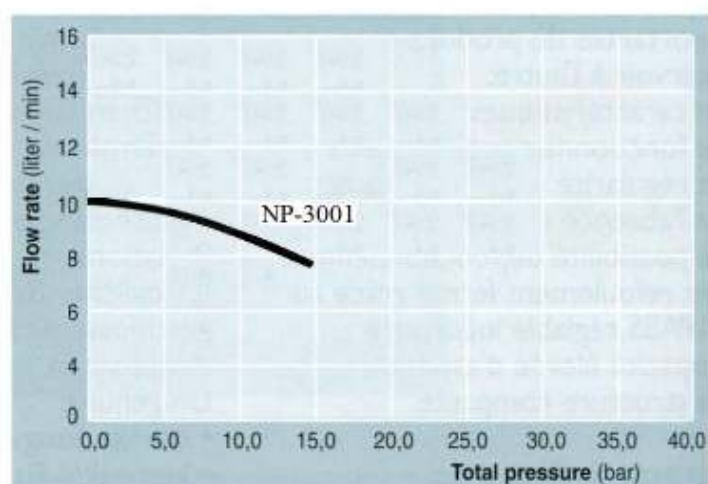


Fig. 46: Curva caratteristica della pompa P1 per olio.

L'impianto sperimentale è dotato di un sistema di acquisizione dati che rileva dalla strumentazione presente sull'impianto stesso i parametri di funzionamento determinanti per la valutazione dell'efficienza del filtro. Dal punto di vista, invece, della regolazione dell'impianto, essa viene demandata all'operatore, che può agire sia sugli inverter che sulle valvole presenti sull'impianto per variare alcuni dei parametri di funzionamento.

La portata di effluente gassoso in ingresso al filtro viene misurata tramite una misura di pressione differenziale su orifizio tarato. Il condotto di aspirazione del gas ha un diametro esterno di 110 mm, è in policarbonato ed è collocato orizzontalmente per limitare l'ingombro dell'impianto. Su tale condotto è posizionato l'orifizio tarato, realizzato in ottone e con linguetta stampigliata brasata. Si sono realizzati due orifizi tarati con diametro interno differente, in maniera tale da rendere compatibile gli strumenti impiegati con portate volumetriche diverse.



Fig. 47: Il condotto di aspirazione del gas.

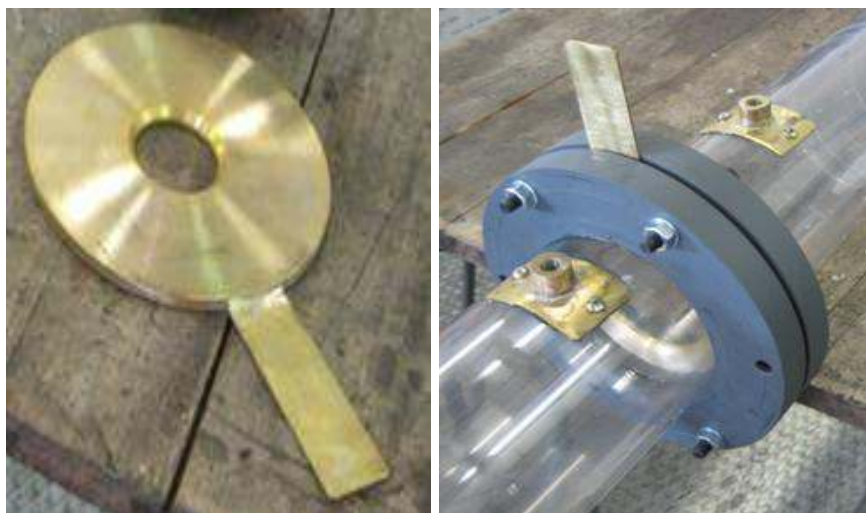


Fig. 48: Diaframma, flange e prese di pressione.

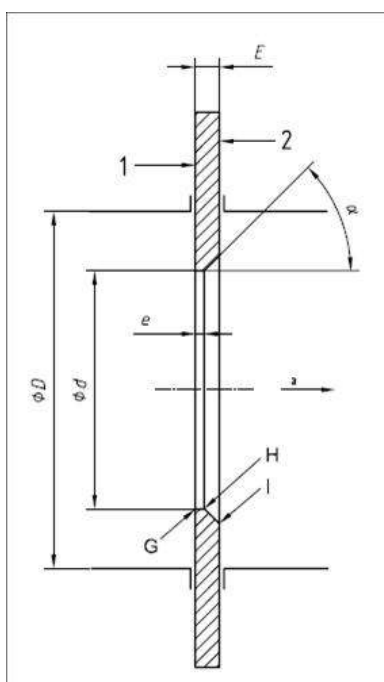


Fig. 49: Diaframma secondo UNI ISO 5167-2.

Secondo quanto stabilito dalla norma UNI ISO 5167-2 sulla “Misurazione della portata dei fluidi mediante dispositivi a pressione differenziale inseriti in condotti a sezione circolare piena - Diaframmi” a circa un diametro a monte e a mezzo diametro a valle del diaframma sono state realizzate le prese di pressione per il trasmettitore di pressione differenziale PT1. Lo strumento consente il rilevamento e conseguentemente la lettura del Δp tra monte e valle del diaframma. Il sistema di acquisizione dati, noto il valore del Δp , calcola la portata di gas in ingresso.

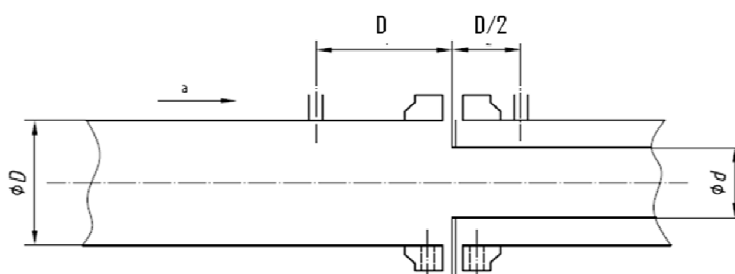


Fig. 50: Collocazione delle prese di pressione rispetto al diaframma secondo UNI ISO 5167-2.



Fig. 51: Trasmettitore di pressione differenziale PT1 (modello LPX 5481): campo 0÷1 mbar, uscita 4÷20 mA, campo di T -20°÷80°C.

Lo strumento PT1 individuato (modello LPX 5481) assicura un campo di funzionamento compreso tra 0-1 mbar (incertezza $\pm 0,25\%$), segnale 4-20 mA, pressione massima di linea pari a 20 bar, temperatura massima di 80°C e minima di -20°C). Il trasmettitore, adatto per correnti umide e condensanti, va posizionato lontano da ambienti soggetti a cambi di temperatura, shock e vibrazioni, campi elettromagnetici.

Sulla linea gas è presente un altro misuratore di pressione differenziale PT2, che rileva la perdita di carico nell'attraversamento del filtro a tessuto. Si tratta di un trasmettitore di pressione differenziale (modello LP1000) con campo di misura 0-5 mbar, massima pressione di linea 2 bar, adatto per aria umida, anche con condensazione.



La misura della portata di liquido diretta verso l'atomizzatore ha reso necessaria la progettazione e la realizzazione di un sistema studiato ad hoc. Come risulta visibile dal P&I, prima di raggiungere l'atomizzatore idraulico il fluido in pressione viene mandato dalla pompa P1 all'interno di un pozzetto cilindrico di alluminio, di altezza 20 cm e diametro 8 cm, indicato sul P&I come barilotto S2.



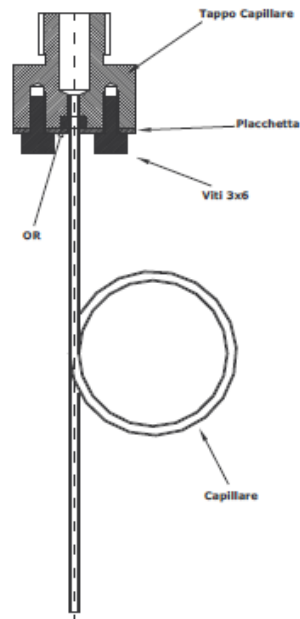


Fig. 54: Capillare collocato nel bariolotto S2.

La disposizione del fascio capillare è stata resa necessaria per il rilevamento della portata di fluido a monte dell'ugello atomizzatore. Esso è costituito da un fascio di 10 capillari ciascuno aventi le seguenti caratteristiche:

- d_n (diametro nominale) = 0,0006 m;
- l_n (lunghezza nominale) = 0,150 m.

La scelta di realizzare un tubo capillare costituito da un fascio di 10 capillari è dovuta al fatto che per realizzare una portata equivalente un solo capillare sarebbe stato caratterizzato da un diametro maggiore da cui il moto del fluido sarebbe risultato turbolento anziché laminare. Attendendo un moto laminare, è risultata idonea l'installazione di un fascio di 10 capillari. Il bariolotto S2 in cui alloggia il fascio è chiuso da due tappi. Su quello inferiore ci sono due fori, uno per l'ingresso del fluido e l'altro per il ricircolo della portata in eccesso che viene restituita al serbatoio S1. Su quello superiore, invece, ci sono quattro fori. Nel primo foro è inserito un tubo collegato al trasmettitore di pressione differenziale PT3. Nel secondo foro viene inserito un manometro per la

visualizzazione della pressione assoluta PI1 all'interno del barilotto S2. Nel terzo foro risulta avvitato un raccordo a doppia T cui sono collegati un manometro per la visualizzazione della pressione assoluta PI2 a valle del fascio capillare ed un tubo per la misura della pressione a valle del capillare collegato al trasmettitore di pressione differenziale PT3. Tramite la valvola VM5 è possibile regolare la resistenza del circuito e, quindi, la portata di fluido diretta all'atomizzatore. Infine, il quarto foro è predisposto per l'inserimento di trasduttore di temperatura che non è stato ancora acquisito: pertanto, al momento, tale foro risulta chiuso da un tappo.



Fig. 55: Particolare del tappo superiore del barilotto S2.

Tramite la perdita di carico rilevata dal trasmettitore PT3 il sistema di acquisizione dati è in grado di calcolare la portata di fluido inviata all'atomizzatore. Il trasmettitore PT3 è un modello Rosemount 2051C.



Fig. 56: Trasmettitore di pressione differenziale PT3 (modello 2051C).

L'alimentazione di tutti i dispositivi è gestita da un quadro elettrico dedicato.

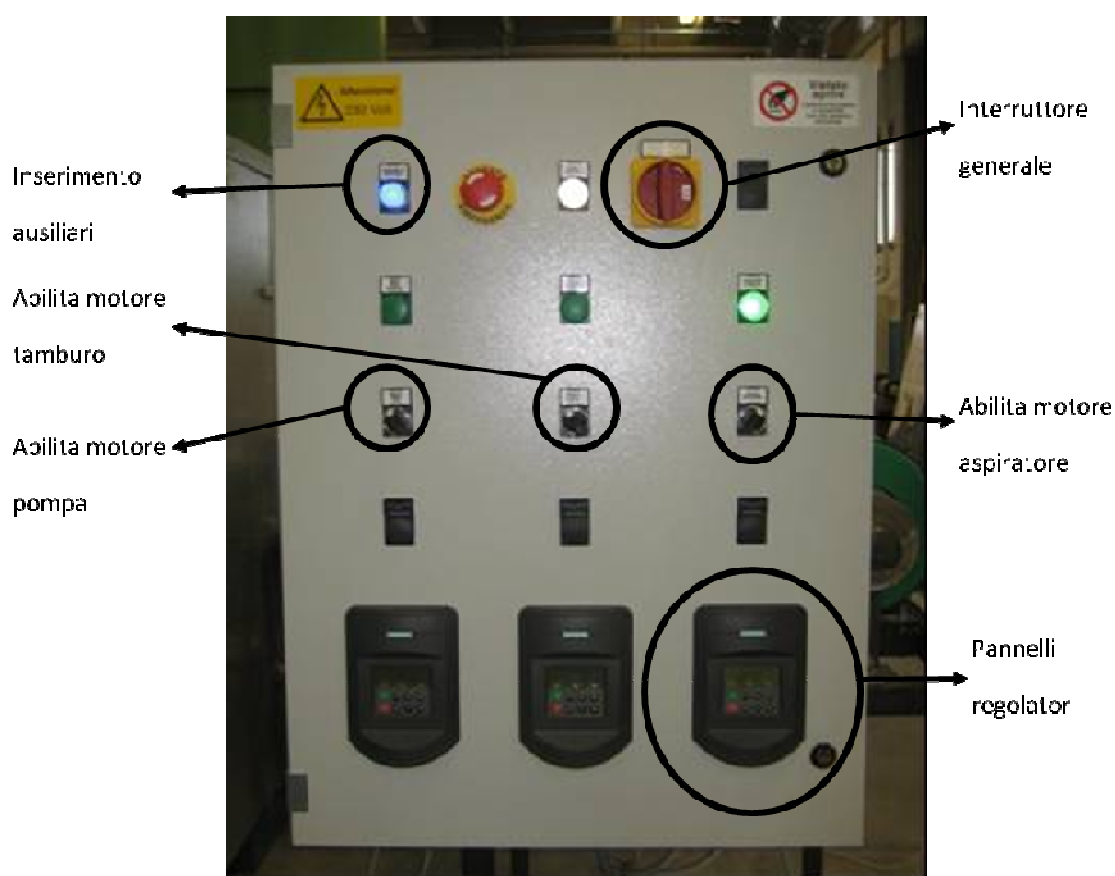


Fig. 57: Pannello generale del quadro elettrico.



Fig. 58: Componentistica del quadro elettrico.

Per consentire l'acquisizione e la memorizzazione dei dati generati dalla strumentazione presente sull'impianto si è provveduto alla progettazione di un "quadro datalogger": il quadro datalogger è un acquisitore dati alimentato direttamente dal quadro elettrico attraverso la 24 V. Esso comunica con un PC al quale trasmette le misure rilevate dagli strumenti di misura.

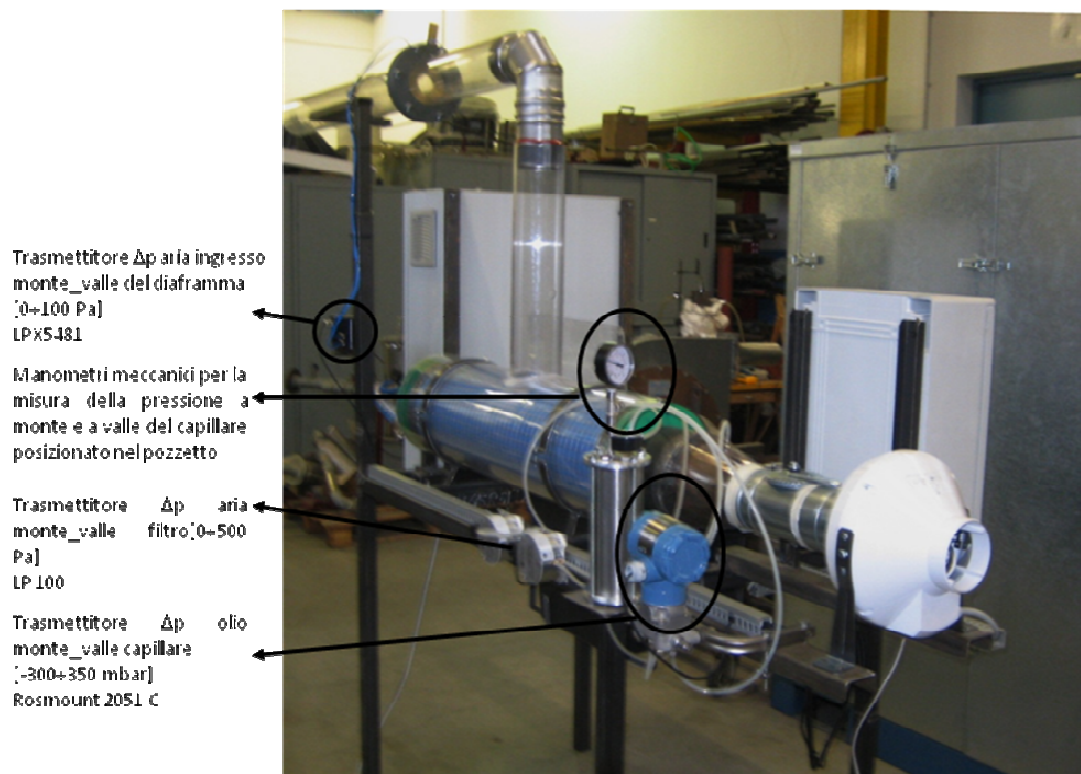


Fig. 59: Strumentazione presente sull'impianto sperimentale di filtraggio.

Il datalogger converte il segnale proveniente dai diversi strumenti di misura collocati lungo la linea d'impianto da analogico in un segnale elettrico. Opera dunque una trasduzione del segnale, precedentemente amplificato secondo necessità, trasformandolo in un segnale di corrente (loop di corrente) 4÷20 mA.

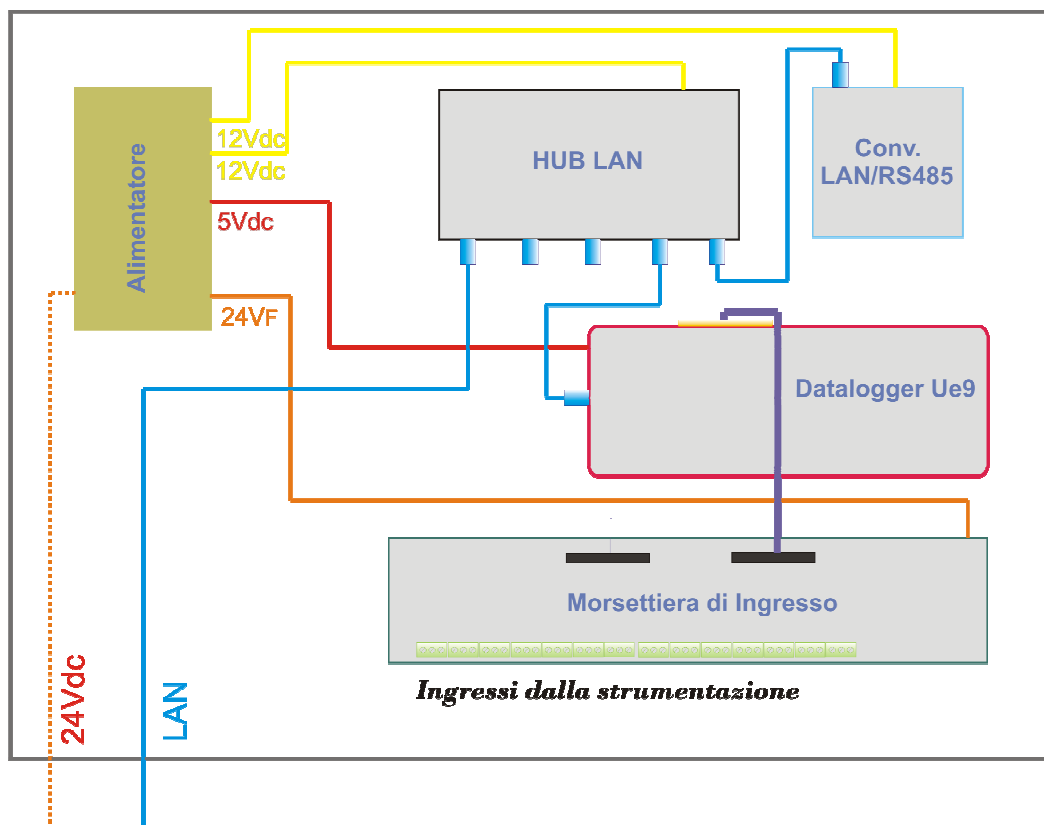


Fig. 60: Schema a blocchi del quadro datalogger.

Come si evince dallo schema a blocchi, nel datalogger sono alloggiati i seguenti componenti:

- 1) Datalogger Labjack UE9;
- 2) HUB LAN a 5 porte;
- 3) Convertitore di protocollo LAN/RS485;
- 4) Morsettiera di Ingresso misure, con circuiti per la conversione del Loop di Corrente in Segnale di Tensione , collegata ad UE9;
- 5) Alimentatore con 1 ingresso a 24V DC e 3 uscite:
 - 5a) 5V, 1A isolata per l'alimentazione del datalogger UE9;
 - 5b) 12V, 1A non isolata per l'alimentazione dell' HUB;
 - 5c) 12V, 1A non isolata per l'alimentazione del convertitore USB/RS485.

L'alimentatore fornisce l'alimentazione a tutti i dispositivi interni, ricavandola dalla 24 V proveniente dal quadro elettrico generale. La corrente in ingresso (24 V) viene filtrata e suddivisa in quattro uscite:

- 24 V filtrata alimenta la morsettiera di ingresso;
- 5 V alimenta il datalogger UE9;
- 12 V alimenta l' HUBAN LAN;
- 12V alimenta il convertitore LAN/RS485.

La HUBAN LAN è un concentratore di rete ovvero realizza il collegamento tra più dispositivi periferici che comunicano con la rete LAN. Il convertitore LAN/RS485 consente di trasformare un segnale che arriva mediante un protocollo LAN in un segnale seriale. Questo collegamento sarà attivato in una seconda fase, quando si vorrà gestire dal PC anche la regolazione degli inverter, che attualmente si effettua manualmente direttamente sul quadro elettrico. La morsettiera riceve i segnali dai trasduttori in loop di corrente 4-20 mA.

Il quadro datalogger comunica con un PC. Di seguito viene mostrata l'interfaccia del software acquisizione dati. Per alcune tipologie di misura esiste una predisposizione, ma i relativi trasduttori non sono ancora stati installati, sia per ragioni di costo, sia perché in una prima fase la loro presenza non risulta indispensabile. Nello specifico, sono state simulate tramite resistenze le seguenti grandezze e, dunque, si sono preimpostati alcuni valori nel programma di acquisizione dati:

- Temperatura aria in ingresso;
- Pressione aria in ingresso;
- Temperatura aria in uscita dal ventilatore;

- Δp aria tra monte e valle dell'aspiratore;
- Temperatura del fluido;
- Pressione del fluido.

Sono invece acquisite dal programma tramite i trasduttori presenti sull'impianto le seguenti grandezze:

- Δp aria tra monte e valle del diaframma (PT1);
- Δp aria tra monte e valle del filtro (PT2);
- Δp olio tra monte e valle del barilotto S2 (PT3).

Il software provvede poi a calcolare le seguenti grandezze:

- Portata aria in ingresso (sulla base di PT1);
- Portata fluido all'atomizzatore (sulla base di PT3).

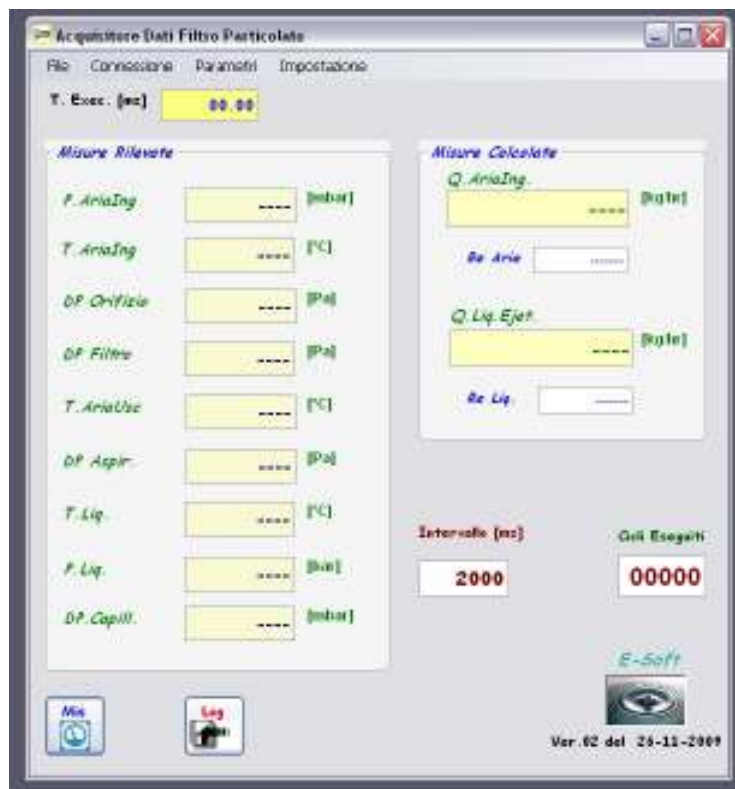


Fig. 61: Interfaccia del programma acquisizione dati.

Nell'area principale compaiono due finestre di visualizzazione: la finestra a sinistra visualizza le misure rilevate, ovvero provenienti dai misuratori collegati all'impianto, la finestra a destra invece visualizza le misure calcolate dai dati rilevati. Per collegarsi al programma acquisizione dati occorre connettersi alla rete locale secondo il codice IP assegnato. Successivamente digitando il pulsante "Mis", si visualizzano tutte le misure, mentre digitando il pulsante "Log" tali misure vengono registrate. Il numero di righe di misure del file registrato corrisponde al numero di cicli eseguiti visualizzato nella casella corrispondente. Il numero di cicli eseguiti non deve superare 8.000.

Realizzazione

La figura seguente mostra uno schema della sola sezione di filtraggio a tessuto.

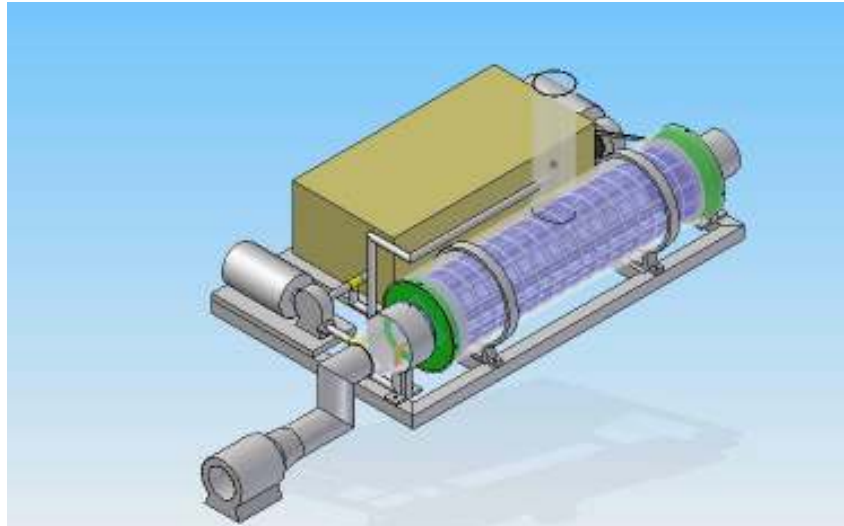


Fig. 62: La sezione di filtraggio a tessuto.

La calotta esterna del filtro è realizzata con un tubo in polycarbonato, materiale relativamente resistente ad alte temperature e trasparente. Quest'ultima caratteristica risulta fondamentale per poter osservare ed analizzare il funzionamento del filtro. Collegato direttamente ad esso, si ha un tubo verticale, che svolge la funzione di camino di ingresso dei fumi, anch'esso in polycarbonato trasparente al fine di rendere visibile la fase di atomizzazione del fluido coalescente.



Fig. 63: La “calotta” esterna in policarbonato del filtro a tessuto.

All'interno del tubo in policarbonato è collocato il tamburo rotante, cui la manica filtrante è resa solidale, e che ruota a regimi ridotti. Il tamburo rotante è formato da due alberi in acciaio tenuti solidali da sei barre filettate all'estremità.



Fig. 64: Il tamburo rotante.

Tra i due alberi viene montata la manica di tessuto filtrante, inserita tra una rete interna di supporto ed una esterna che impedisce lo sfregamento con il tubo di policarbonato. La rete interna viene appoggiata su un bordo a sbalzo realizzato su entrambe gli alberi, in modo che sia garantita la tenuta; su di essa viene inserita la manica filtrante, cucita in modo da avere uno spessore non superiore a 4 mm e resa solidale agli alberi tramite due fascette metalliche poste alle estremità.



Fig. 65: L'inserimento del tessuto filtrante sul tamburo rotante.

I lati del tubo in policarbonato sono chiusi da due dischi forati realizzati in polietilene ad alta densità (caratterizzato da una colorazione verde) dotati di relative tenute per evitare la fuori uscita del gas. I fori realizzati sono necessari per l'inserimento dei due alberi di metallo della manica filtrante.

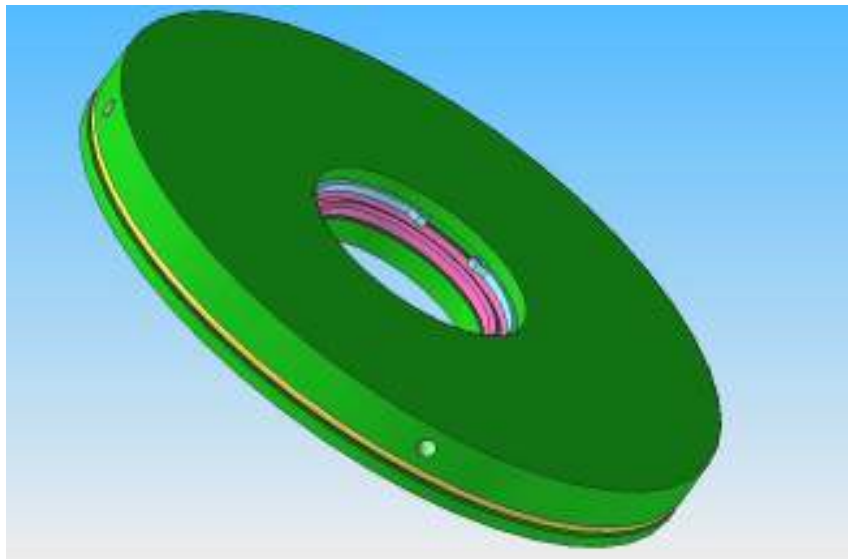


Fig. 66: Particolare al CAD della boccia inserita nel tubo in policarbonato e realizzata in polietilene.

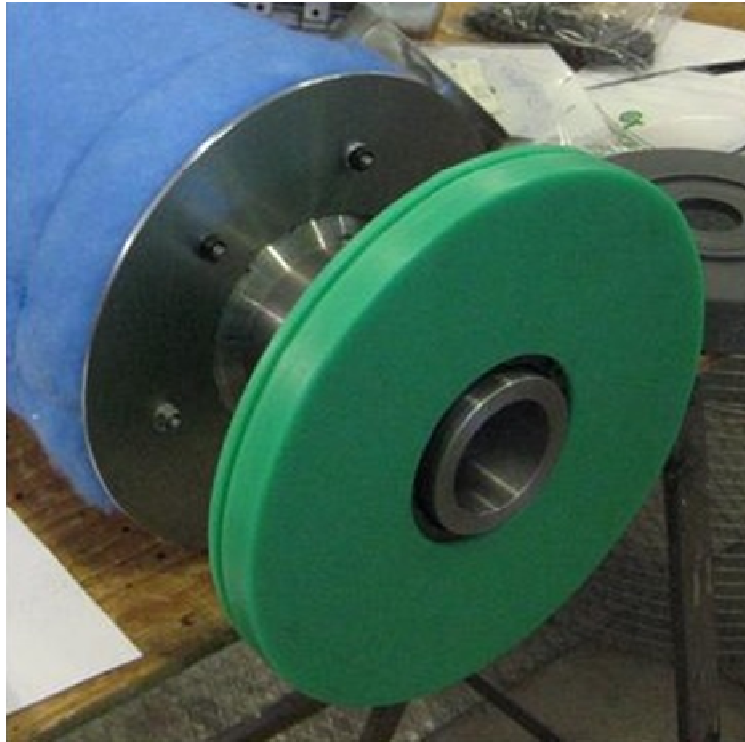


Fig. 67: Installazione delle boccole in polietilene.

Il moto rotatorio del filtro rende necessaria la presenza di un ulteriore elemento di raccordo su ciascun lato che consenta di avere un attacco con il resto della linea e che garantisca anche una tenuta del gas. Su ognuno dei due alberi viene quindi montato una sorta di tappo forato, dotato di supporto, collegato anch'esso al telaio, mentre il tubo di polycarbonato viene sorretto da due anelli metallici esterni che lo rendono solidale al telaio. I due tappi hanno anche un'importante funzione strutturale impedendo i movimenti trasversali del tubo. Inoltre è interessante notare che per ottenere i collegamenti tra gli alberi ed i tappi si è ricorso nuovamente all'impiego di boccole realizzate in polietilene ad alte densità, che è risultato essere un materiale in grado di garantire buona tenuta e ottimi coefficienti di attrito nel contatto con il metallo degli alberi che ruoteranno al loro interno.

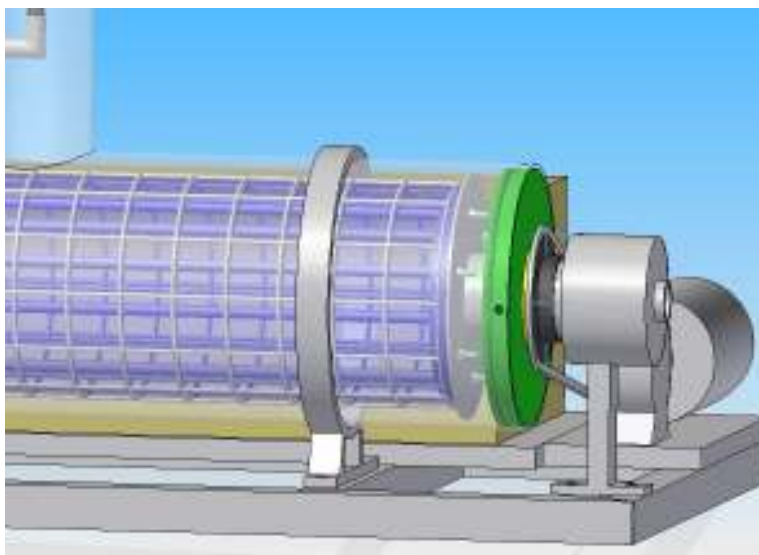


Fig. 68: Manicotto di supporto al tamburo rotante (disegno CAD e realizzato).

Campagna sperimentale

L'obiettivo della campagna sperimentale è testare l'innovativo sistema di filtraggio realizzato, verificando che operi una depurazione spinta dell'aria, cioè che permetta di ottenere fumi di scarico con un quantitativo di particolato molto minore dell'aria comburente, con efficienze di filtrazione che possano arrivare al 99,996% e con una minore spesa energetica rispetto ai sistemi attualmente utilizzati. Una spesa energetica minore si ripercuote in un maggiore rendimento energetico dell'impianto di conversione energetica su cui il sistema sarà installato, qualunque esso sia.

Sono state programmate una serie di prove finalizzate alla caratterizzazione del funzionamento del filtro in relazione ai due parametri caratteristici:

- efficienza;
- caduta di pressione.

Entrando più nel dettaglio della sperimentazione, nelle varie prove verranno fatti variare i seguenti parametri:

- velocità di attraversamento dei fumi;
- quantità e dimensioni delle gocce di fluido coalescente in controcorrente ai fumi;
- temperatura dei fumi;
- tipologia di media filtrante;
- tipologia di liquido coalescente.

Per quanto riguarda l'efficienza totale, essa è ottenuta dalla somma di tre contributi principali:

- efficienza del tessuto;
- efficienza dell'effetto coalescente nel bagno liquido;
- efficienza dell'effetto coalescente dato dal liquido atomizzato.

Il campionamento dei fumi durante le fasi sperimentali è effettuato mediante la disposizione di due sonde: una prima sonda ambiente collocata in aspirazione ed una seconda sonda collocata all'interno del condotto di scarico. Entrambe sono caratterizzate dalla presenza di un filtro in teflon.



Fig. 69: Cavalletto della sonda ambiente.



Fig. 70: Filtro in teflon collocato nella sonda ambiente.

Il gas effluente, attraversando internamente le sonde, incorre in due stadi di filtrazione: un primo per la cattura delle particelle più grossolane, un secondo per la cattura delle PM₁₀. Le particelle presenti nel gas in ingresso ed in uscita dal filtro si depositano pertanto sui filtri in teflon decretandone un aumento di peso: dal confronto dei due diversi pesi dei filtri in teflon è possibile dedurre l'efficienza di filtrazione del filtro sperimentale.

La figura successiva illustra la sonda allo scarico del filtro, che è caratterizzata da:

- a) un ugello di ingresso posizionato coassialmente rispetto al condotto di scarico;
- b) un ciclone in cui la corrente di fumi entra tangenzialmente e prosegue raggiungendo la sezione a valle del convergente;
- c) filtro per le polveri pesanti;
- d) filtro per le PM₁₀.

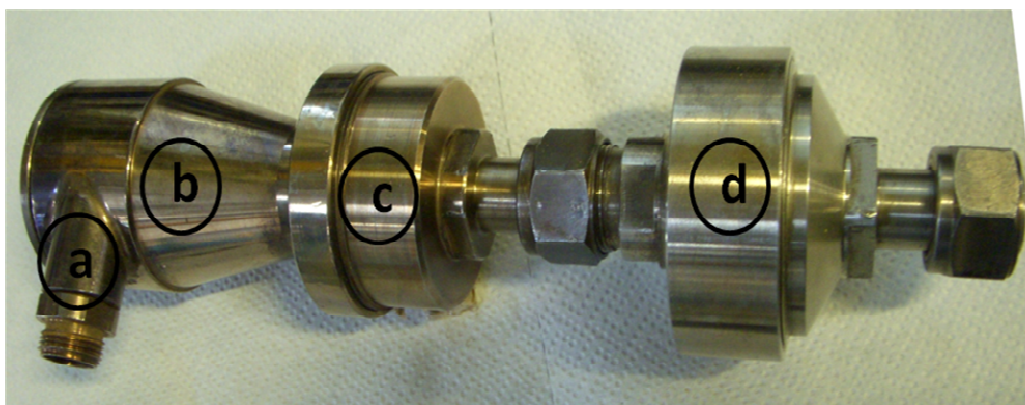


Fig. 71: Sonda collocata nel condotto di scarico del filtro sperimentale.

La sonda viene collocata internamente al condotto di uscita dal filtro seguendo la normativa UNI 10169, la quale stabilisce la posizione della sezione di misurazione secondo quanto segue: “[...] per assicurare una distribuzione sufficientemente omogenea della velocità del gas nella sezione di misurazione, tale sezione deve essere individuata 5 diametri prima e dopo della sezione di misurazione [...]”.

La campagna sperimentale, inizialmente condotta presso il Laboratorio DIEM, prevede diverse fasi: prove in bianco senza agente coalescente, prove in bianco con agente coalescente (acqua e olio di origine vegetale). Nella prima fase (prove in bianco senza vettore che realizzi la filtrazione a coalescenza) i risultati ottenuti riguardano esclusivamente le proprietà del tessuto. I parametri da variare sono:

- portata massica dell'aria (agendo sull'inverter del ventilatore);
- tipologia di media filtrante.

Al termine delle singole prove, si analizzano i pesi dei filtri collocati all'aspirazione ed allo scarico del filtro.

La seconda fase è caratterizzata da prove in bianco con l'introduzione di acqua come vettore che realizza la filtrazione a coalescenza. Si procede come nel primo passo con la raccolta di campioni in tempi diversi e in condizioni diverse. I parametri da variare sono:

- portata massica dell'aria (agendo sull'inverter del ventilatore);
- portata massica dell'acqua (agendo sull'inverter della pompa per acqua);
- livello dell'acqua (agendo sulla valvola di ricircolo);
- velocità di rotazione del tamburo (agendo sull'inverter del motoriduttore);
- tipologia di media filtrante.

La terza fase prevede l'utilizzo di olio di origine vegetale anziché acqua come vettore per la realizzazione della filtrazione a coalescenza. Pertanto, in questo caso, i parametri da valutare saranno:

- portata massica dell'aria (agendo sull'inverter del ventilatore);
- portata massica dell'olio (agendo sull'inverter della pompa per olio);
- livello dell'olio (agendo sulla valvola di ricircolo);
- velocità di rotazione del tamburo (agendo sull'inverter del motoriduttore);
- tipologia di media filtrante;
- tipologia di olio vegetale.

Al termine delle prove sperimentali presso il laboratorio DIEM è previsto il collegamento del filtro con una caldaia a biomassa e le prove avranno come ulteriore variabile il tipo di combustibile utilizzato e la temperatura dei fumi. Durante tali prove occorrerà evitare che la temperatura dei fumi raggiunga la temperatura di infiammabilità dei diversi tipi di olio vegetale da testare per essere certi di operare in condizioni di sicurezza. In tal caso, pertanto, i parametri da valutare saranno:

- portata massica dell'aria (agendo sull'inverter del ventilatore);
- portata massica del fluido coalescente (agendo sull'inverter della pompa);
- livello del fluido (agendo sulla valvola di ricircolo);
- velocità di rotazione del tamburo (agendo sull'inverter del motoriduttore);
- tipologia di media filtrante;
- tipologia di fluido coalescente;
- tipologia di biomassa;
- temperatura dei fumi.

Risultati

La prima fase della campagna sperimentale (condotta tra Ottobre 2010 e Febbraio 2011 e da Luglio 2011 a Dicembre 2011) è stata avviata seguendo il protocollo precedentemente esposto. La durata della singola prova è stata determinata in due giorni di funzionamento ininterrotto del filtro.

Di seguito si riportano i parametri di funzionamento impostati per i diversi dispositivi ed i risultati ottenuti:

- frequenza di alimentazione del motore del ventilatore: 50 Hz;
- temperatura media dell'aria esterna: 25°C.

Tabella 16. Risultati della serie di prove in bianco condotte presso il laboratorio DIEM, sezione Impianti.

CICLI DI PROVA	Pressione media aria in ingresso [mbar]	Differenza media di pressione tra monte e valle diaframma [Pa]	Portata media aria in ingresso [kg/h]	Differenza media di pressione tra monte e valle filtro [Pa]
A	1.005,34	111,39	44,40	21,58
B	1.005,34	120,93	46,29	21,27
C	1.005,34	121,43	46,38	20,50
D	1.005,34	121,73	46,44	20,13
PESO DEI FILTRI IN TEFLON DELLE DUE SONDE:				
Sonda ambiente	0,37 mg			
Sonda allo scarico	0,24 mg			

La variazione di peso dei filtri in teflon collocati all'interno rispettivamente della sonda ambiente e della sonda allo scarico, consente di valutare l'efficienza di filtrazione dell'impianto: come riportato in tabella, dai risultati emerge un efficienza di filtrazione dell'impianto sperimentale per le PM10 rispetto al fondo del particolato pari al 35%.

Al termine delle prove in bianco si è proceduto nell'attuazione del protocollo sperimentale integrando il funzionamento del filtro a tessuto con l'azione coalescente del liquido, in particolare con l'acqua. Durante alcune prove preliminari si sono però presentate alcune criticità che hanno rallentato le attività sul filtro stesso: in particolare, si sono rilevate alcune perdite di liquido sul tamburo, si è verificato un problema di cavitazione delle pompa di alimentazione del circuito idraulico e si è potuta osservare un non perfetto funzionamento degli ugelli impiegati per l'atomizzazione dell'acqua.

A tali contrattempi tecnici si sono aggiunte notevoli difficoltà gestionali e organizzative derivanti dalla mancanza di un tecnico di laboratorio dedicato all'area impianti (condizione che si è verificata a seguito del pensionamento del Sig. Polga e che non è ancora stata risolta con l'inserimento in organico di una figura sostitutiva) che ha sollevato problematiche di accesso al laboratorio ed utilizzo degli impianti sperimentali ivi ubicati sia sotto il profilo sostanziale della sicurezza e delle relative responsabilità in capo alla struttura del laboratorio, che sono il profilo pratico derivanti dall'impossibilità di eseguire lavorazioni e interventi che richiedono capacità tecniche e manuali specifiche.

Inoltre, la mancanza di un tecnico dedicato alla suddetta area del laboratorio ha reso di fatto impossibile il controllo sulle attrezzature e sui dispositivi, rendendo possibili incidenti quali la rottura e incrinarsi di alcuni condotti in

polycarbonato, oltre che alla sottrazione di alcuni elementi dell'impianto che hanno ulteriormente aggravato la situazione.

Per quanto concerne le problematiche sopra indicate, si è intervenuto come segue:

- ripristino delle tenute sul tamburo rotante;
- riposizionamento della pompa di alimentazione dell'acqua al di sotto del serbatoio del liquido per incrementare il battente all'alimentazione della pompa;
- ricerca di mercato su atomizzatori per acqua.

Per poter completare anche questa fase sperimentale, si è allestito un laboratorio con caldaia a biomassa completamente strumentata e monitorata presso cui si è trasferito il filtro per il completamento delle operazioni di upgrade, il completamento delle prove in bianco e la realizzazione della campagna sperimentale con i fumi prodotti dalla combustione in caldaia.



Fig. 72: Filtro antiparticolato installato presso l'impianto di combustione di biomassa presso Cadriano, Facoltà di Agraria, Bologna.

8. Campagna sperimentale su celle ad effetto Seebeck

Progettazione primo test facility

La progettazione del test facility si è declinata partendo dalle caratteristiche delle celle ad effetto Seebeck acquistate dal DIEM. Si tratta dei moduli HZ-20 della azienda nord-americana Hi-Z, composti da 71 termocoppie a base di bismuto-telluride “hot-pressed” disposte elettricamente in serie e termicamente in parallelo. Di seguito le caratteristiche della cella.

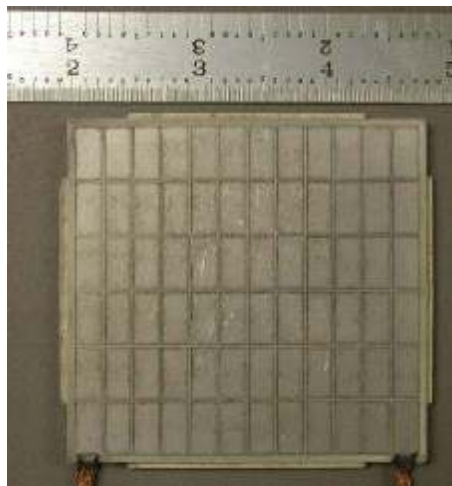


Fig. 73: Cella ad effetto Seebeck HZ-20.

Tabella 17. Caratteristiche tecniche della cella ad effetto Seebeck HZ-20. Le quantità indicate con * si intendono verificate nelle condizioni di design.

Caratteristica	Valore nominale	Tolleranza
Dimensioni principali [mm]	75x75	$\pm 0,1$
Spessore [mm]	5,08	$\pm 0,1$
Peso [g]	115	± 3
Resistenza a compressione [MPa]	70	-

Numero di termocoppie	71	-
Temperatura calda di design [°C]	230	±10
Temperatura fredda di design [°C]	30	±5
Massima temperatura intermittente [°C]	400	-
Conduktività termica* [W/cmK]	0,024	+0,001
Flusso di calore* [W/cm ²]	9,54	±0,5
Potenza elettrica* [W]	19	-
Tensione* [V]	2,38	±0,1
Resistenza interna* [Ω]	0,3	±0,05
Intensità di corrente* [A]	8	±1
Tensione a circuito aperto [V]	5,0	±0,3

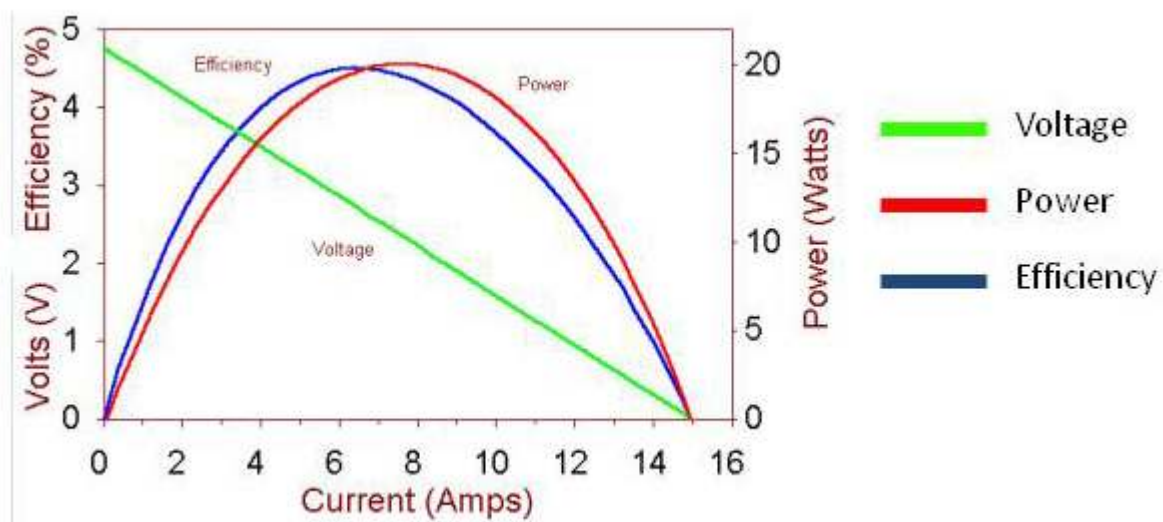


Fig. 74: Curve caratteristiche di tensione, intensità di corrente, potenza resa ed efficienza della cella ad effetto Seebeck HZ-20 (fornita dal produttore).

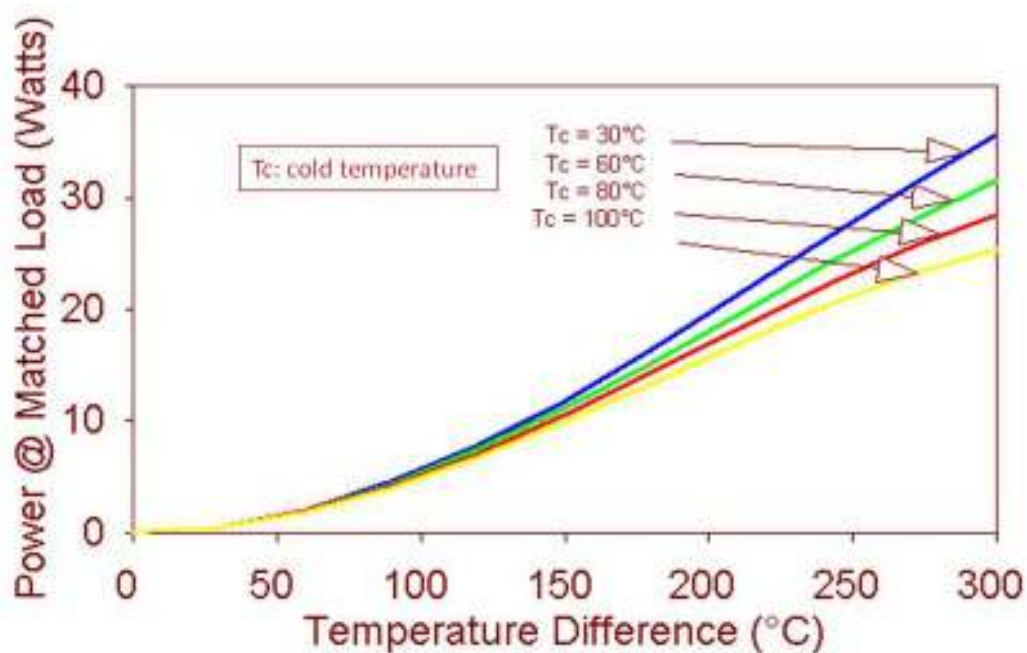


Fig. 75: Potenza resa in funzione della differenza di temperatura tra le due facce della cella ed in funzione della temperatura fredda per la cella ad effetto Seebeck HZ-20 (fornita dal produttore).

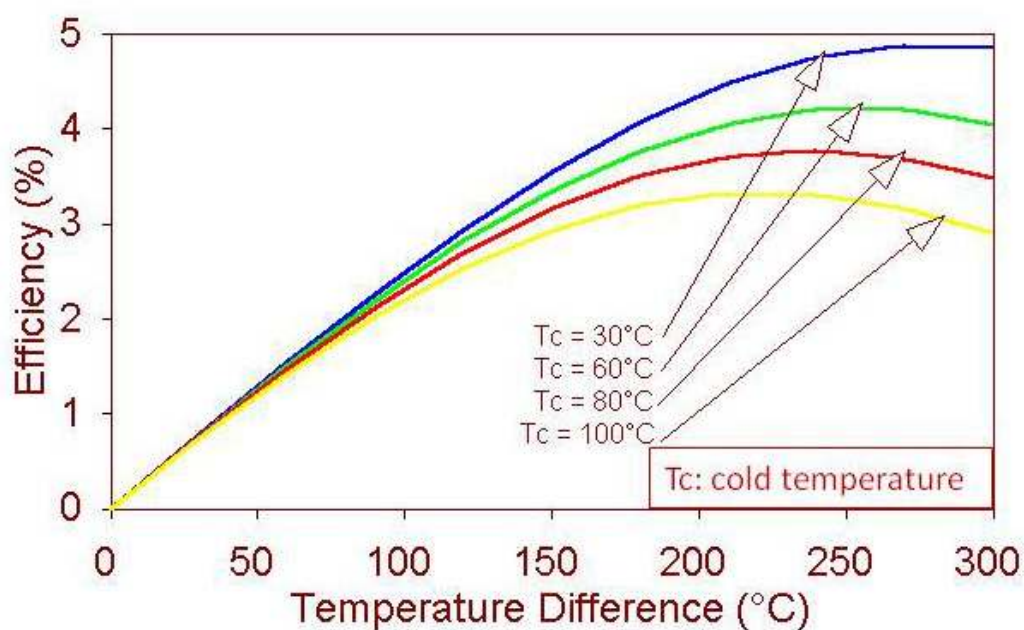


Fig. 76: Efficienza in funzione della differenza di temperatura tra le due facce della cella ed in funzione della temperatura fredda per la cella ad effetto Seebeck HZ-20 (fornita dal produttore).

Per testare le celle ad effetto Seebeck occorre realizzare un dispositivo in grado, da un lato, di riscaldare la cella e, dall'altro, di raffreddarla. Si è deciso di realizzare il primo test facility impiegando come fluido caldo un gas e come fluido freddo dell'acqua: in questo modo, difatti, sarebbe stato possibile simulare il funzionamento della cella ad effetto Seebeck in condizioni simili a quelle effettive derivanti dall'integrazione di tali dispositivi con una caldaia a biomassa. Difatti, visto il limite massimo imposto alla temperatura (250°C) e il range ottimale di funzionamento (230°C lato caldo, 30°C lato freddo), le soluzioni ottimali per l'integrazione delle celle sono sul cammino piuttosto che nella camicia della camera di combustione.

Oltre a garantire la differenza di temperatura ai lati della cella, occorre realizzare un sistema in grado di consentire le migliori condizioni al contorno per la cella, pena uno scadimento sensibile delle prestazioni della cella. I parametri da considerare in tal senso sono:

- l'uniformità di distribuzione della temperatura lungo le due superfici di scambio della cella;
- la presenza uno stato tensionale di compressione della cella;
- l'uniformità sulle due superfici di tale stato tensionale di compressione;
- poiché la cella non può essere messa a diretto contatto con i fluidi termovettori, occorre che le superfici interposte tra cella e fluidi abbiano un grado di finitura superficiale notevole;
- la resistenza del carico cui vengono collegati i terminali elettrici della cella.

Sulla base dei dati contenuti in letteratura (Champier et al., 2010; Chena et al., 2011; Casano and Piva, 2011) e del manuale fornito dalla casa madre (HI-Z Technology, 2007), si è deciso di strutturare il test facility come di seguito illustrato.



Fig. 77: Primo test facility per celle ad effetto Seebeck.

Per il raffreddamento si è pensato a una struttura scatolare in acciaio poggiata sul lato superiore della cella. Tale struttura risulta composta di due tubazioni, una per l'ingresso e l'altra per lo scarico, dell'acqua di raffreddamento. Per parzializzare il flusso si è scelto di montare due rubinetti manuali alle estremità dei due condotti. Il monitoraggio della temperatura dell'acqua T_{acqua} di raffreddamento avviene all'interno della struttura scatolare mediante un termometro immerso nel liquido. Sulla piastra di contatto con la superficie fredda della cella ad effetto Seebeck è praticato un foro per l'inserimento di una termocoppia per la misura della temperatura fredda T_C .



Fig. 78: Struttura scatolare in cui viene fatto circolare il fluido di raffreddamento. In figura sono visibili le valvole manuali di regolazione ed il foro praticato sulla piastra inferiore per l'inserimento della termocoppia.

Anche la sorgente calda ha una struttura di tipo scatolare ed è posizionata nella parte inferiore della cella: è caratterizzata da foro centrale per l'inserimento di un termosoffiatore di tipo industriale (il quale simula la presenza di fumi prodotti da un processo di combustione) e da due scarichi laterali di ugual diametro per l'espulsione dell'aria riscaldata immessa dal termosoffiatore. I tubi di scarico e la piastra orizzontale presentano dei fori per l'alloggiamento di termocoppie in grado di rilevare la temperatura dell'aria T_{fumi} e la temperatura calda lato cella T_H .

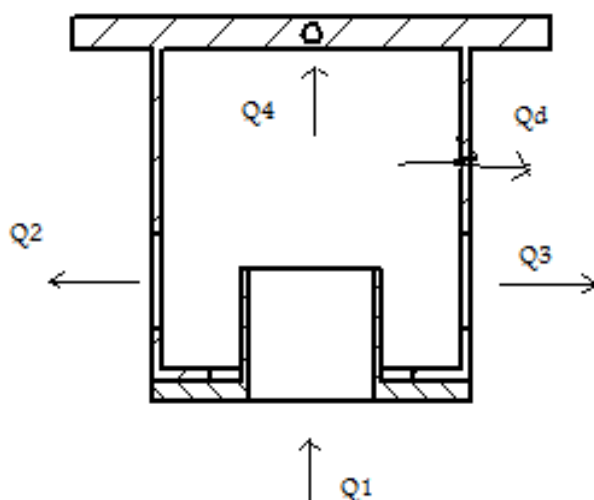


Fig. 79: Bilancio termico sulla struttura scatolare lato caldo.

Le relazioni tra le potenze termiche rappresentate nella figura precedente sono:

$$(Eq. 16) \quad Q_1 = Q_2 + Q_3 + Q_4 + Q_d$$

$$(Eq. 17) \quad Q_2 = Q_3$$

$$(Eq. 18) \quad Q_d = (1-a) \cdot Q_1$$

Dove Q_1 è la quantità di potenza termica in ingresso (prodotta dal termosoffiatore), la somma di Q_2 e Q_3 rappresenta la quota di calore in uscita dai due condotti di scarico dell'aria, Q_4 è il calore che attraversa la cella ad effetto Seebeck, mentre Q_d è la potenza termica dissipata dal sistema attraverso le pareti. Il valore di Q_d dipende dal grado di isolamento a del sistema: maggiore è l'isolamento, minore è Q_d . Per incrementare l'isolamento termico del sistema, il test facility è stato completamente avvolto da materiale termicamente isolante.



Fig. 80: Struttura scatolare in cui viene fatto circolare il fluido caldo. In figura sono visibili il termosoffiatore industriale, i due scarichi del gas, il foro per l'inserimento della termocoppia per la misura della temperatura lato caldo della cella ad effetto Seebeck.

Il termosoffiatore impiegato è un modello PHG 530-2 della Bosch, potenza massima assorbita 1.600 W; ha tre stadi di uscita dell'aria, ciascuno con portata e temperatura diversa. Da prove di taratura effettuate in laboratorio tramite sonda inserita nella bocca si sono ricavati i seguenti valori (leggermente diversi da quelli di targa riportati dal costruttore):

- I° stadio: 500 lt/min a 38°C;
- II° stadio: 300 lt/min a 390°C;
- III° stadio: 500 lt/min a 460°C.

Tra il foro di ingresso ed il termosoffiatore è posizionata una rete metallica che ha il compito di rompere il flusso d'aria in ingresso in maniera tale da favorirne una distribuzione il più possibile uniforme lungo la superficie metallica a contatto con il lato caldo della cella ad effetto Seebeck.

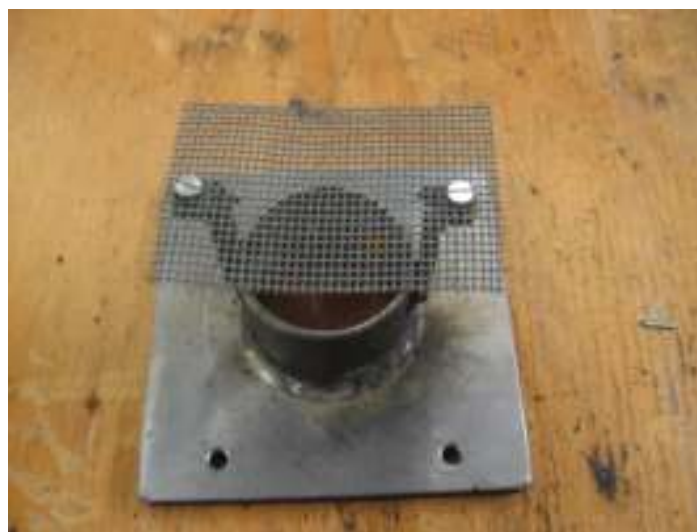


Fig. 81: Particolare della rete metallica posizionata sulla bocca del termosoffiatore.

Le due scatole sono serrate tra di loro mediante una serie di viti di collegamento al fine di generare sul modulo termoelettrico uno stato tensionale di compressione pari a 13,8 bar, come suggerito dal produttore. La superficie delle piastre di serraggio è complessivamente pari a circa 14.000

mm², di gran lunga superiore a quella della cella ad effetto Seebeck (5.625 mm²): questo per evitare indesiderati effetti di bordo generati dal serraggio della cella.

Il sistema non presenta un sistema di acquisizione dati e la gestione dell'impianto è sia dal punto di vista della regolazione che della misura dei parametri rilevanti ai fini della sperimentazione gestito direttamente dall'operatore.

Come già descritto in precedenza, per la misura della temperatura sul lato caldo T_H e sul lato freddo T_C sono stati effettuati dei fori sulle rispettive piastre a contatto con la cella ad effetto Seebeck per l'inserimento di termocoppie: lo strumento impiegato per effettuare sia una doppia misura che la differenza tra i due valori rilevati è il Fluke, ovvero un termometro digitale a doppio ingresso. Lo strumento è adatta per impiego con termocoppie del tipo J, K, T o E; il campo di misura è compreso tra -40°C e 260°C.



Fig. 82: Termometro digitale Fluke.

La temperatura di scarico dell'aria calda T_{fumi} è rilevata da una termocoppia inserita in uno dei due condotti di scarico ed è collegata ad un termometro analogico modello Minimate della ThermoElectric.



Fig. 83: Termometro analogico Minimate.

Il termometro Termist-N è una termocoppia dotata di indicatore a 3 cifre. L'ingresso è costituito da una sonda in NiCrNi e un termistore; lo strumento possiede una funzione che visualizza la temperatura corrente ed una funzione che memorizza i valori massimi e minimi rilevati. Questo termometro viene impiegato per la misura della temperatura dell'acqua T_{acqua} all'interno della scatola-dissipatore lato freddo. La sonda usata è di tipo TM-50, cioè sonda inox ad ago per rilievi ad immersione e penetrazione, gambo phi 2,5 mm, lunghezza 180 mm, cavo lungo 2 metri, sonda di tipo K, temperatura massima di 500°C.



Fig. 84: Termocoppia Termist-N.

Dalla cella ad effetto Seebeck escono due terminali elettrici protetti da una guaina in fibra di vetro che protegge il cavo alle temperature elevate. Questi terminali vengono collegati attraverso dei morsetti al circuito elettrico di misura.

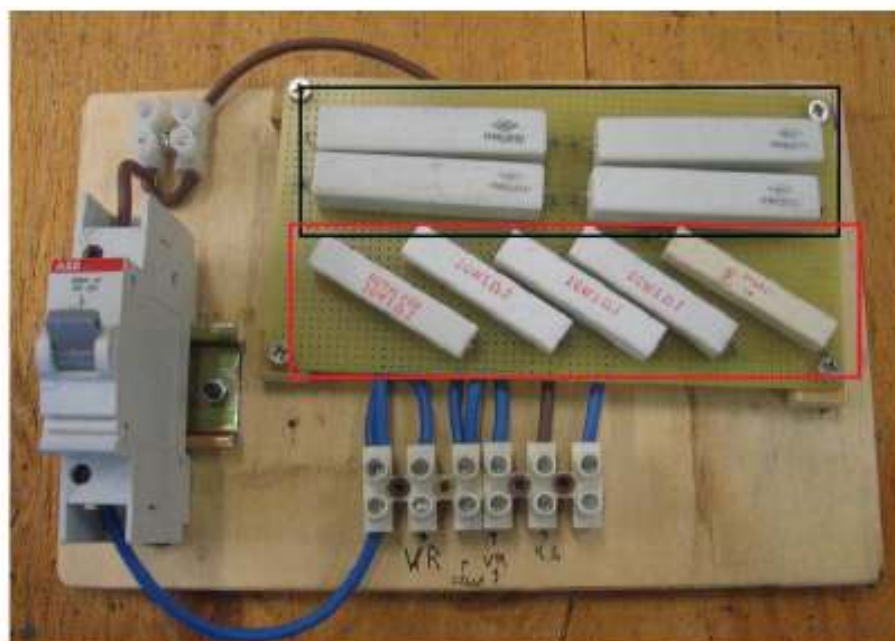


Fig. 85: Il circuito elettrico di misura.

Il valore del carico elettrico deve essere vicino al valore della resistenza interna del modulo termoelettrico se si vuole ottenere la massima potenza dallo stesso. Poiché la resistenza interna della cella ad effetto Seebeck è funzione della temperatura, nel circuito di misura realizzato sono state inserite delle resistenze in serie ed in parallelo per ottenere da una parte 0,25 Ω (rettangolo nero) e dall'altra 0,30 Ω (rettangolo rosso) in maniera tale da poter scegliere una delle due opzioni in fase di test e valutare con quale dei due carichi il modulo termoelettrico genera i migliori risultati. Il carico resistivo deve essere capace di dissipare almeno 20 W e avere al massimo un 5% di precisione. Oltre alle resistenze, è prevista la presenza di un interruttore che resiste a 15 A. Le connessioni sono state tutte realizzate con processo di saldatura per limitare le perdite e si sono impiegati cavi da 14 awg (circa 2 mm² di sezione). Le misure rilevate sul circuito elettrico di prova sono le seguenti:

- tensione elettrica misurata sul carico V_R ;
- tensione a vuoto misurata sui morsetti della cella V_0 .

Nota la resistenza R_R del circuito di prova (regolabile su 0,25 Ω oppure su 0,30 Ω), è possibile calcolare la corrente I che circola nel circuito di prova, pari a:

$$(Eq. 19) \quad I = V_R / R_R$$

La potenza elettrica P generata dal modulo vale allora:

$$(Eq. 20) \quad P = I^2 * R_R$$

Come detto, attraverso le termocoppie inserite alla base delle due strutture scatolari che fungono, rispettivamente, da dissipatore e da sorgente di calore, si rilevano le temperature T_C e T_H . In realtà, le temperature misurate non corrispondono a quelle realmente presenti sulle superfici della cella ad effetto Seebeck. Difatti, i fori per l'inserimento delle termocoppie si trovano a circa 6,5 mm dal modulo termo voltaico (misurazione rilevata con calibro). Poiché la temperatura varia lungo lo spessore dei materiali con un gradiente che è proporzionale al coefficiente di conducibilità termica dei materiali, occorre prevedere un coefficiente di correzione della temperatura misurata. In particolare, le temperature T_C e T_H misurate saranno, rispettivamente, da incrementare e da ridurre per ottenere valori prossimi a quelli reali sulla cella ad effetto Seebeck.

Tale errore non può essere trascurato; difatti, anche considerando il solo gradiente attraverso i due spessori metallici, nonostante la conducibilità termica del materiale sia relativamente elevata (70 W/mK), l'entità dello spessore (pari a 5 mm l'uno) genera una variazione sensibile di temperatura. Inoltre, tra la cella ad effetto Seebeck e le piastre di serraggio viene posizionato un wafer ceramico (composto al 96% da ossido di alluminio Al_2O_3) di ridotto spessore (1,5 mm) caratterizzato da una conducibilità termica relativamente bassa (15 W/mK), si genera un gradiente di temperatura piuttosto rilevante. Naturalmente anche la cella ad effetto Seebeck possiede una propria conducibilità termica, pari a 2,4 W/mK.

I profili di temperatura sono stati studiati tramite la realizzazione di un modello al computer utilizzando il software *Comsol Multiphysics*, impostando una serie di condizioni al contorno corrispondenti a quelle effettive di esercizio (Vincenzi, 2009): in particolare, si è scelto il problema *heat transfer by conduction*, l'opzione *steady-state analysis* e si è ricondotto il caso di studio da tridimensionale a bidimensionale, assumendo cioè che la temperatura non

cambi lungo le superfici ma solo attraverso gli spessori. I disegno. L'ipotesi è ragionevole nel momento in cui tutto il dispositivo è stato strutturato in modo da avere una distribuzione uniforme della temperatura sulle superfici.

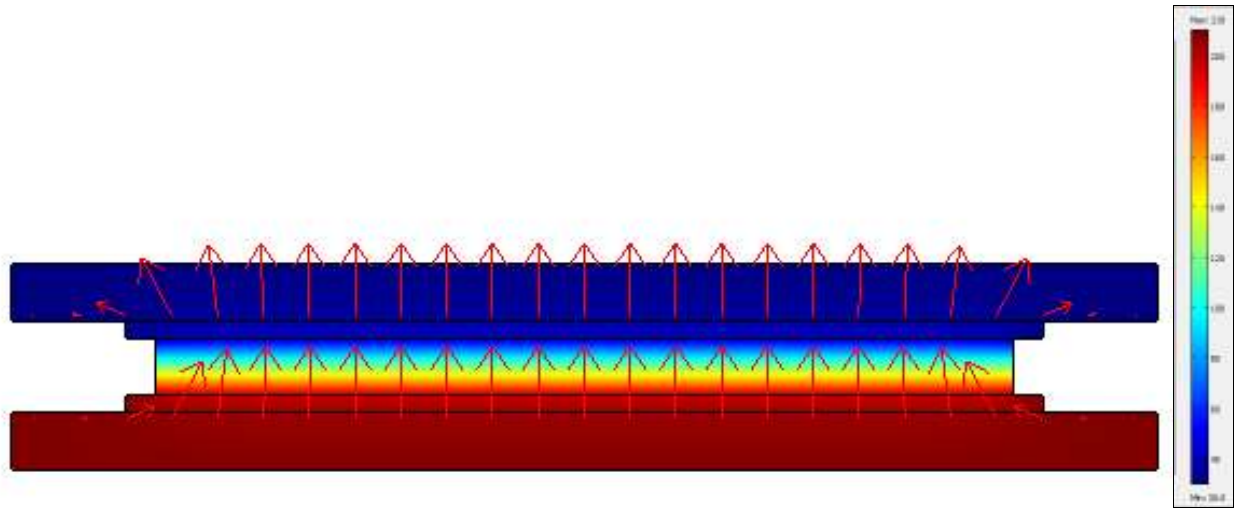


Fig. 86: Risultato della simulazione effettuata con Comsol Multiphysics. Rappresentazione cromatica della distribuzione delle temperature.

La simulazione in figura è stata condotta con una temperatura sul limite della parete calda pari a 210°C e di 30°C sul limite lato freddo.

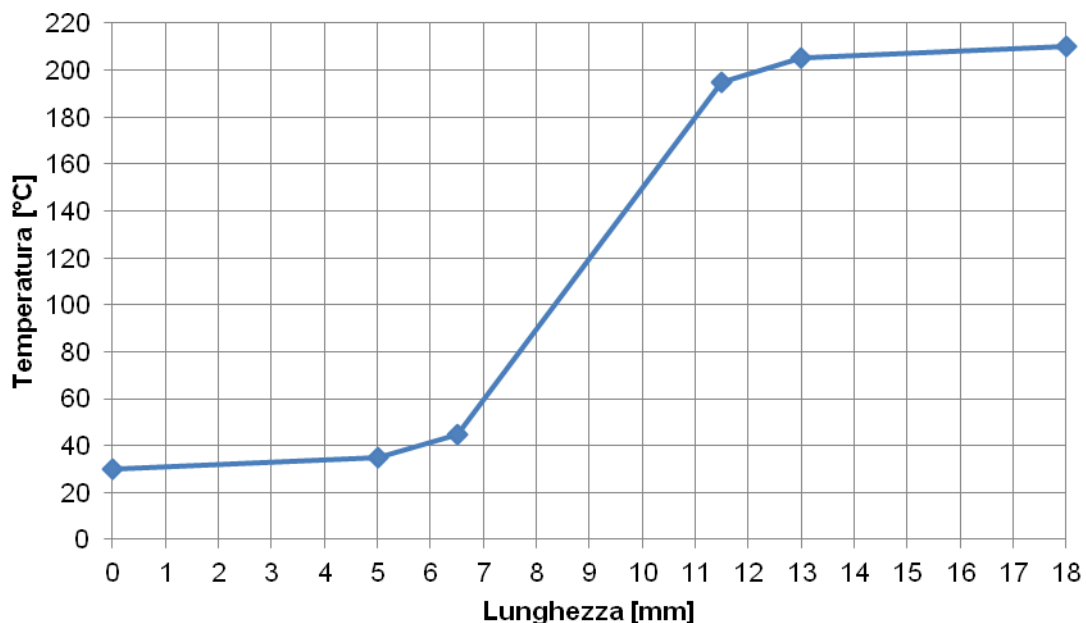


Fig. 87: Risultato della simulazione effettuata con Comsol Multiphysics. Rappresentazione grafica della distribuzione delle temperature.

In queste condizioni, si può rilevare come gli estremi della cella ad effetto Seebeck si trovino a temperature differenti da quelle misurate sulle piastre di serraggio, con una differenza di circa 15°C rispetto alla temperatura massima o minima. Ciò significa che, nelle condizioni simulate, la caduta di temperatura tra le superfici della cella è di 30°C circa inferiore rispetto alla variazione di temperatura misurato che, nel caso simulato, vale 180°C : il tutto si traduce in un errore pari al 20%. Risultati simili in termini di errore si sono verificati con intervalli di temperatura differenti. Occorrerà, pertanto, tenere in debita considerazione tale errore sistematico di misura all'atto della valutazione ed interpretazione dei dati sperimentali.

Realizzazione e collaudo primo test facility

La realizzazione del test facility ha richiesto una serie di attività di carpenteria demandata al personale tecnico del laboratorio DIEM, sezione impianti. A seguito di alcune prove preliminari finalizzate alla messa a punto del sistema, si sono individuate una serie di interventi migliorativi sull'impianto, che saranno descritti più avanti.

Prima di avviare l'impianto, la sorgente di calore viene avvolta con un isolante (Cerablanket, conducibilità termica 0,2-0,3 W/mK) al fine di ridurre le dispersioni attraverso la struttura scatolare. Dissipatore e sorgente di calore sono serrati assieme con una chiave dinamometrica e inducono la pressione desiderata sulla cella ad effetto Seebeck. Successivamente si collegano i tubi in ingresso ed in uscita al sistema di raffreddamento: il tubo in ingresso è un tubo rilsan collegato direttamente alla rete idrica, mentre quello di uscita è un semplice tubo di gomma che scarica l'acqua nel sistema fognario del laboratorio. Si passa poi al collegamento dei due morsetti in uscita dalla cella ad effetto Seebeck al circuito elettrico di prova tramite dei morsetti. Infine, si collegano le termocoppie ai rispettivi strumenti e si verifica il corretto funzionamento di questi ultimi.

A questo punto, è possibile avviare l'impianto: dapprima si apre la valvola manuale posizionato sulla tubazione di alimentazione dell'acqua e poi si agisce sulle valvole in ingresso ed allo scarico per raggiungere il regime di portata desiderato. La misura della portata viene effettuata con un serbatoio tarato, cronometrandone il tempo di riempimento. Una volta tarato il sistema di dissipazione, è possibile avviare la fonte di calore. Una volta messo in funzione la termo soffiante, è necessario attendere il tempo utile per il raggiungimento di condizioni di stabilità del sistema: vengono rilevati e

registrati su un foglio di calcolo appositamente preparato i parametri misurati. Regolando la portata di acqua di raffreddamento è possibile variare la condizione di equilibrio, ottenendo così punti di funzionamento e prestazioni differenti in ragione del cambiamento delle temperature lato caldo T_H e lato freddo T_C . Le temperature riportate nei diagrammi seguenti scontano già la correzione dovuta al fenomeno di conduzione del calore attraverso le varie superfici che formano il “nocciolo” dell’impianto, ovvero l’insieme di cella ad effetto Seebeck, wafer ceramico e superficie metallica di supporto e mediazione termica con i fluidi caldo e freddo. Tale correzione non tiene conto delle inevitabili perdite nella trasmissione di calore dal fluido caldo al fluido freddo: di tale problematica si discuterà più avanti.

La prima prova condotta sull’impianto di prova ha mostrato alcune criticità: innanzitutto, non si è riusciti a raggiungere temperature prossime a quelle di design. In questo senso si sono operate una serie di interventi migliorativi sull’impianto. In secondo luogo, si è verificata la rottura del sottile wafer ceramico interposto tra la cella ad effetto Seebeck e le due strutture scatolari: si è rivista la procedura di serraggio del dispositivo e si è modificata l’entità del carico applicato sulla cella. Di seguito, i risultati ottenuti, confrontanti con la curva caratteristica fornita dalla casa produttrice.

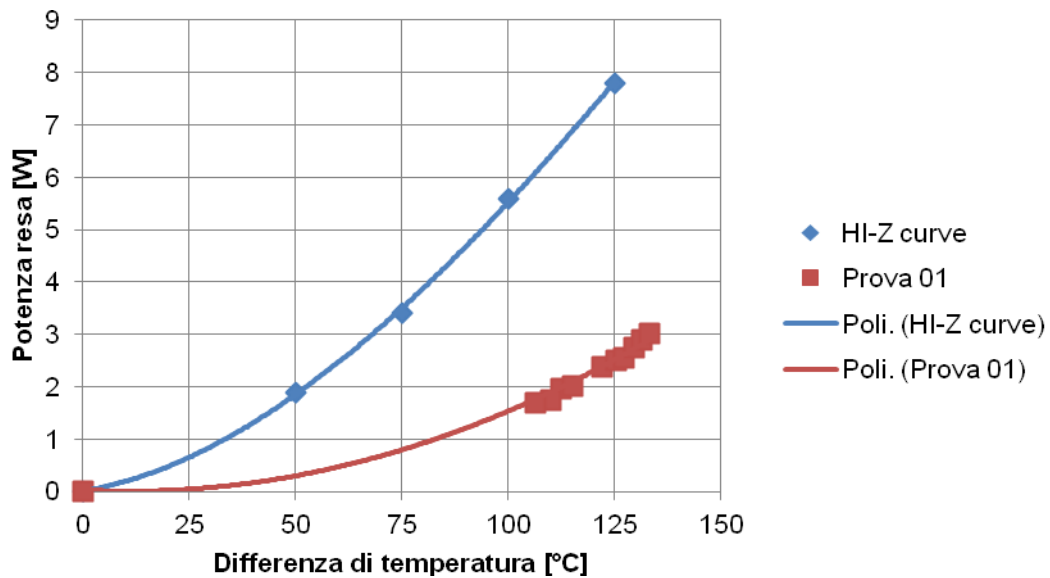


Fig. 88: Risultati ottenuti durante la prima prova (Prova 01).

Come si può vedere, la prestazione della cella ad effetto Seebeck è notevolmente al di sotto di quella attesa. Si è quindi intervenuti sull'impianto con le seguenti modifiche:

- riduzione della pressione di serraggio: si è passati da 55 bar a 28 bar;
- rettifica delle superfici a contatto con i wafer ceramici: si è eseguita una operazione di rettifica con lapidello sulle due facce a contatto con i wafer ceramici, ottenendo una planarità di 0,0127 mm fra le due superfici;
- incremento dell'isolamento termico: aggiunta di un ulteriore strato di isolante termico sull'impianto;
- sostituzione del termosoffiatore industriale: il termosoffiatore Bosch impiegato nella prima prova è stato sostituito con un termosoffiatore AEG che permette di variare la temperatura dell'aria in uscita da 90°C sino a 630°C, con portate variabile da 300 lt/min (Stadio I) a 500 lt/min (Stadio II).

Di seguito i risultati ottenuti con questa nuova configurazione.

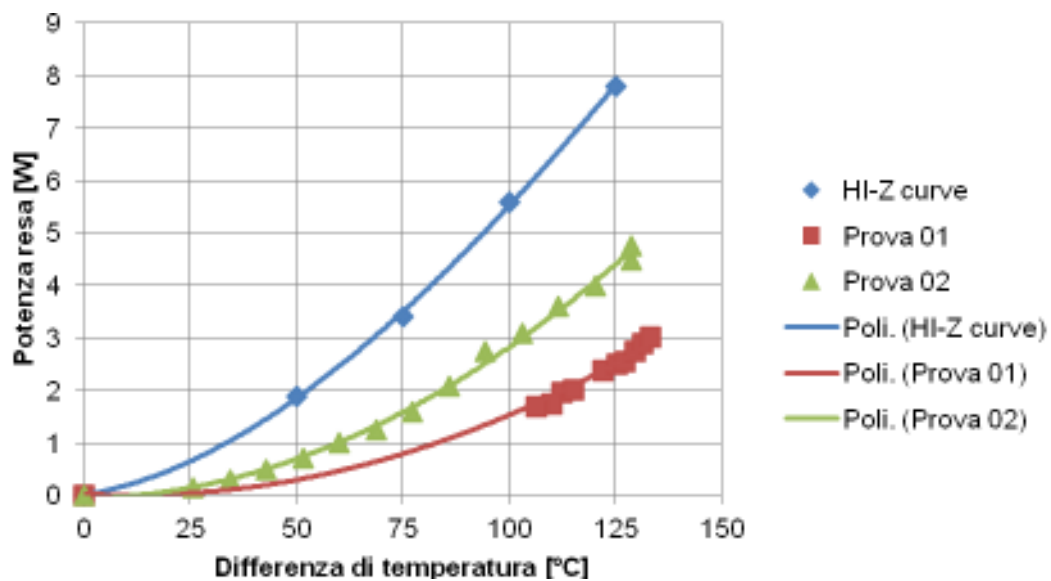


Fig. 89: Risultati ottenuti durante la seconda prova (Prova 02).

Il miglioramento nelle prestazioni della cella è chiaramente evidenziato dai risultati riportati in figura. D'altro canto, persistono delle difficoltà nel portare il sistema a temperature di funzionamento più elevate e prossime a quelle di design. Per questo motivo, si è deciso di intervenire ulteriormente sull'impianto, approntando le seguenti modifiche:

- utilizzo di due termosoffiatori: si è pensato di impiegare i due termosoffiatori a disposizione; questa scelta ha reso necessaria una piccola modifica sul condotto di ingresso della struttura scatolare lato caldo, con l'inserimento di un ingresso a Y;
- utilizzo di un multimetro digitale per le misure di tipo elettrico in sostituzione dell'unico tester impiegato in precedenza.



Fig. 90: Ingresso a Y per i due termosoffiatori.



Fig. 91: Impianto sperimentale modificato: in rosso i due termosoffiatori, in giallo il multimetro digitale.

Di seguito i risultati della terza prova.

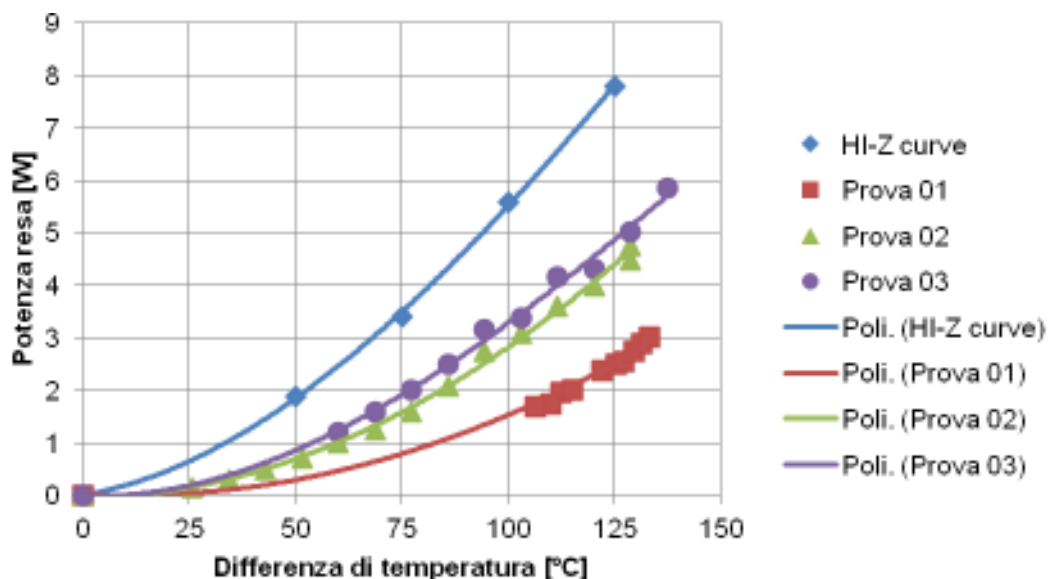


Fig. 92: Risultati ottenuti durante la terza prova (Prova 03).

Le modifiche apportate hanno consentito di raggiungere una differenza di temperatura maggiore rispetto a quanto rilevato in precedenza, ma occorre implementare ulteriormente l'impianto per aumentare ancora tale differenza. Dal punto di vista delle prestazioni, si ritrova una curva ancora distante da quanto atteso.

Al fine di incrementare ulteriormente la capacità di raffreddamento dell'impianto, si è intervenuti sulla modalità di alimentazione e scarico dell'acqua. Difatti, la disposizione dei tubi di alimentazione non era in grado di generare la turbolenza necessaria, poichè il fluido stazionava a lungo sul fondo della scatola e l'acqua raggiungeva temperature relativamente elevate. Per questo è stato modificato l'ingresso dell'acqua, portandolo in alto ed in posizione verticale, sfruttando i condotti laterali orizzontali come uscita, consentendo così anche un aumento della portata allo scarico. Il tubo di alimentazione è montato al centro di un piattello metallico: questo, supportato attraverso un braccio ai bordi del dissipatore, ha lo scopo di incrementare la turbolenza dell'acqua sul fondo, migliorando il raffreddamento. Infatti, il fluido

che fuoriesce dal tubo è costretto a lambire la superficie fredda e a risalire ai lati dove il piattello lascia un piccolo margine con le pareti verticali.

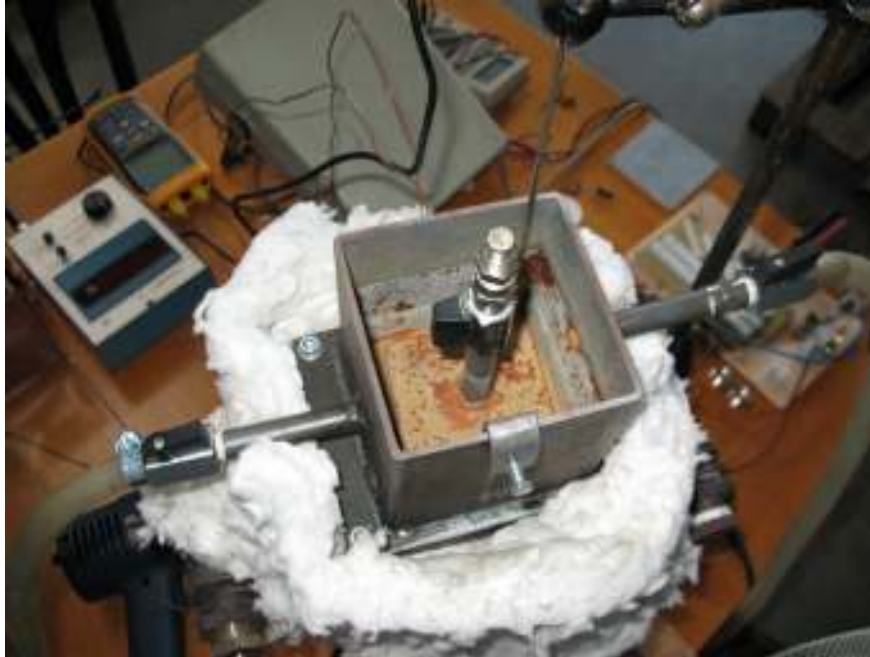


Fig. 93: Modifiche al sistema di alimentazione del circuito di raffreddamento.

Campagna sperimentale su primo test facility

Alla ripresa delle attività sperimentali si è intervenuto sull'impianto elettrico di prova. Per questo motivo, non si ritiene corretto confrontare i risultati ottenuti nella fase di collaudo con i successivi. La prima serie di prove si è concentrata sulla valutazione degli effetti generati da un incremento della resistenza del circuito di prova R_R ; la pressione di serraggio è stata regolata pari a 13,8 bar.

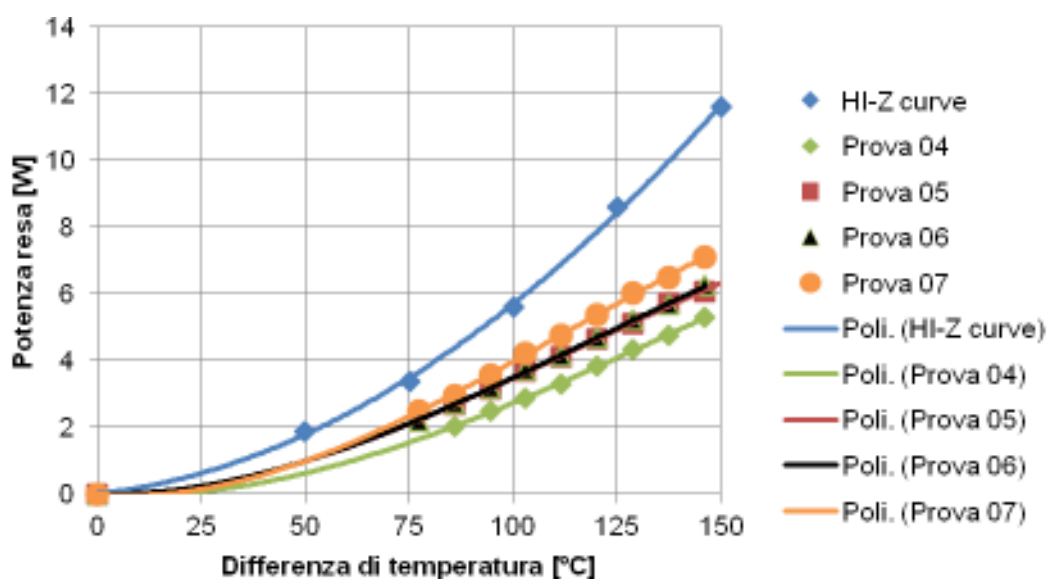


Fig. 94: Risultati ottenuti durante la prova di variazione di resistenza del circuito elettrico di prova.

Per le prove 04, 05, 06 e 07 si sono impiegati dei valori crescenti di resistenza elettrica del circuito di prova R_R e pari, rispettivamente, a 0,25 Ω , 0,30 Ω , 0,36 Ω e 0,43 Ω . Come si può vedere, all'aumentare della resistenza del circuito di misura, aumentano le prestazioni della cella ad effetto Seebeck.

Nella successiva prova (la numero 08) si è incrementata la pressione di serraggio, portandola a 27,6 bar. Di seguito il confronto a parità di resistenza R_R (0,36 Ω).

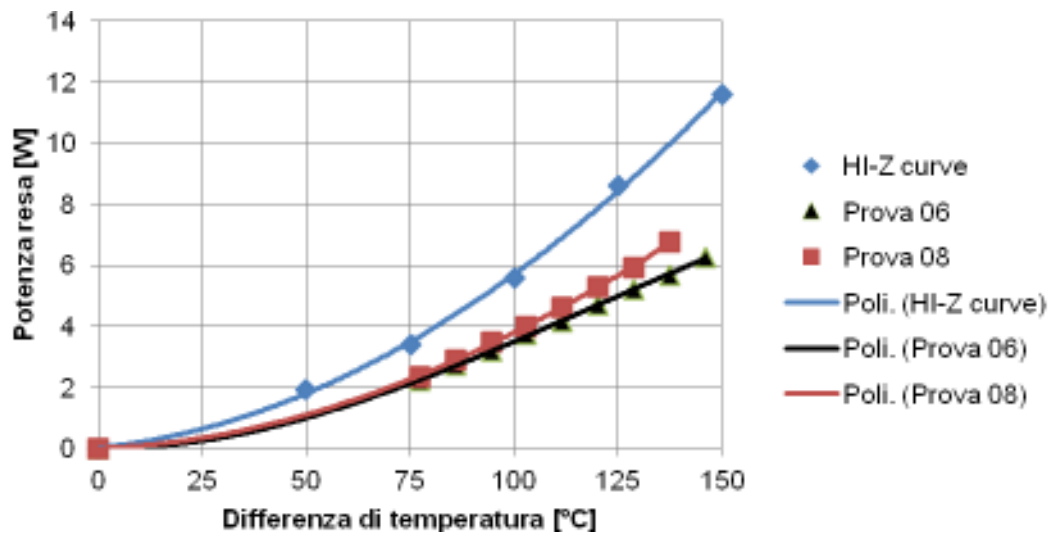


Fig. 95: Risultati ottenuti durante la prova di variazione di pressione di serraggio.

L'incremento di pressione di serraggio sembra avere effetti positivi sulla prestazione della cella: questo fattore sarà ulteriormente approfondito in seguito.

Una ulteriore modifica sull'impianto è stata l'introduzione di un elemento in grado di favorire la diffusione termica tra cella ad effetto Seebeck e fluido caldo e freddo. In particolare, si è deciso di inserire una lamina di alluminio (conducibilità termica 204 W/mK) dello spessore di 3 mm tra il dispositivo termovoltaiico ed i wafer ceramici. L'introduzione di tale elemento è stata fatta per uniformare la distribuzione della temperatura lungo le superfici della cella ad effetto Seebeck.

L'inserimento delle due lamine di alluminio ha reso necessario operare una disconnessione tra dissipatore e sorgente di calore, oltre che la disconnessione della cella ad effetto Seebeck dal circuito elettrico di misura. L'apertura del dispositivo ha mostrato la rottura dei due wafer ceramici: ancora una volta, pertanto, si rileva la estrema delicatezza da applicare su

questa tipologia di dispositivi che vanno maneggiati con estrema cura. Si è quindi proceduto alla pulizia delle superfici, alla sostituzione dei wafer danneggiati ed al posizionamento delle due lamine di alluminio. Inoltre, si è provveduto a “spalmare” sulle superfici piane delle due strutture scatolari del materiale in grado di favorire la trasmissione di calore, detto *thermal grease*, fornito dalla casa produttrice delle celle ad effetto Seebeck.

La prima serie di prove ha riguardato, come in precedenza, la variazione di prestazione al variare della resistenza R_R del circuito di prova.

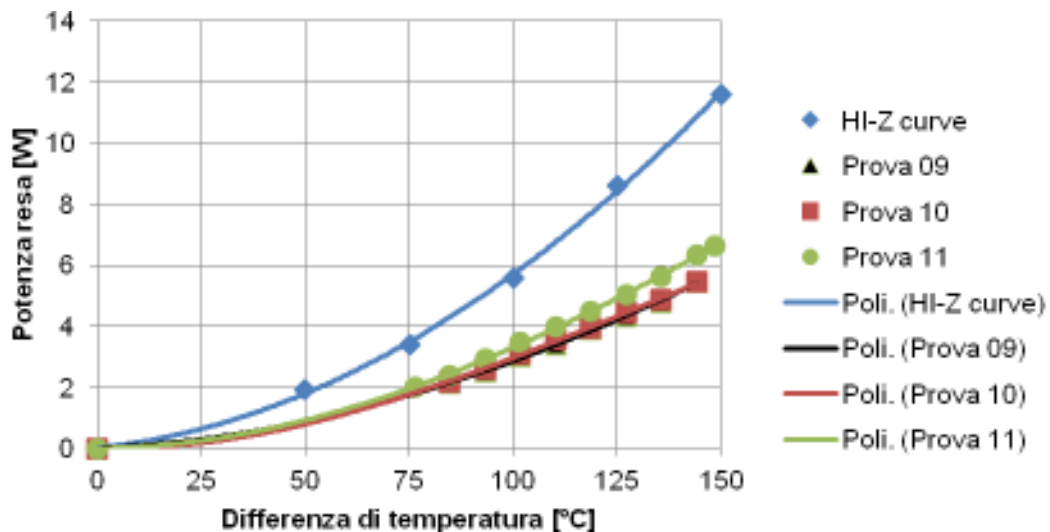


Fig. 96: Risultati ottenuti durante la prova di variazione di resistenza del circuito elettrico di prova.

Per le prove 09, 10 e 11 si sono impiegati dei valori crescenti di resistenza elettrica del circuito di prova R_R e pari, rispettivamente, a 0,30 Ω , 0,37 Ω e 0,40 Ω . I risultati confermano che all'aumentare della resistenza del circuito di misura aumentano anche le prestazioni della cella ad effetto Seebeck. Al termine delle suddette prove si è provveduto a smontare l'impianto per verificare che non vi fossero rotture nei wafer ceramici: l'impianto è stato trovato perfettamente integro.

Rimontato l'impianto, si è deciso di valutare l'effetto di una maggiore compressione del modulo. Di seguito i risultati ottenuti:

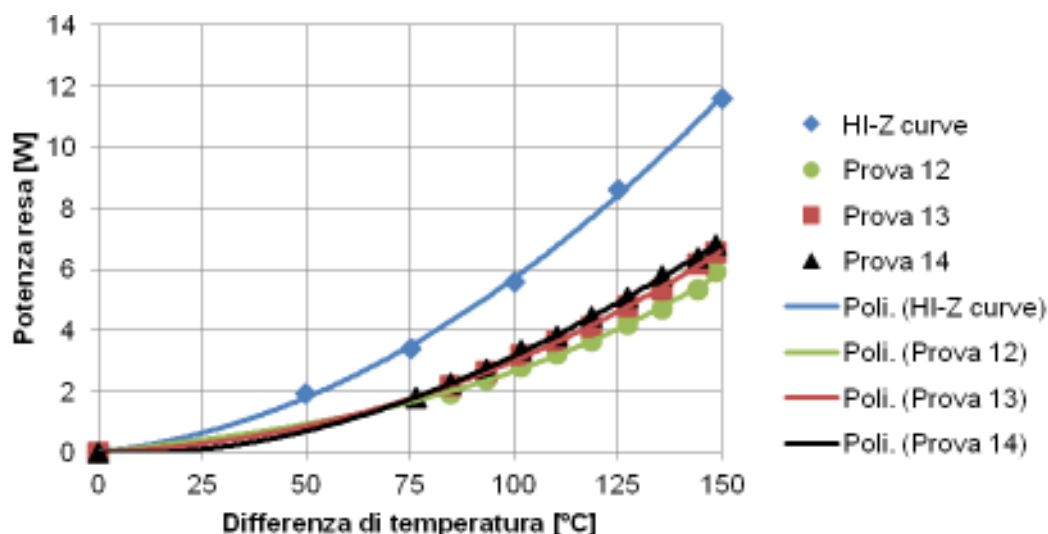


Fig. 97: Risultati ottenuti durante la prova di variazione della pressione di serraggio.

L'incremento di pressione da 13,8 bar a 20,7 bar ed, infine, a 27,6 bar, comporta dei benefici in termini di incremento di prestazioni della cella ad effetto Seebeck.

Per quanto concerne il rendimento della cella ad effetto Seebeck, nell'ipotesi di considerare nulle le perdite del sistema (cioè nella medesima ipotesi con cui si sono valutate le temperature di cella), si ottengono i seguenti risultati:

Tabella 18. Confronto tra i picchi di rendimento della prove effettuate.

Numero prova	Caratteristiche	Picco rendimento
04	Serraggio 13,8 bar, $R_R=0,25 \Omega$, No alluminio	1,34%
05	Serraggio 13,8 bar, $R_R=0,30 \Omega$, No alluminio	1,56%
06	Serraggio 13,8 bar, $R_R=0,36 \Omega$, No alluminio	1,59%
07	Serraggio 13,8 bar, $R_R=0,30 \Omega$, No alluminio	1,81%
08	Serraggio 27,6 bar, $R_R=0,36 \Omega$, No alluminio	1,82%
09	Serraggio 13,8 bar, $R_R=0,30 \Omega$, Con alluminio	1,40%

10	Serraggio 13,8 bar, $R_R=0,37 \Omega$, Con alluminio	1,40%
11	Serraggio 13,8 bar, $R_R=0,40 \Omega$, Con alluminio	1,66%
12	Serraggio 13,8 bar, $R_R=0,40 \Omega$, Con alluminio	1,48%
13	Serraggio 20,7 bar, $R_R=0,40 \Omega$, Con alluminio	1,65%
14	Serraggio 27,6 bar, $R_R=0,40 \Omega$, Con alluminio	1,70%

Pertanto, i risultati della sperimentazione sul primo test facility sono i seguenti:

- le celle ad effetto Seebeck sono dispositivi estremamente delicati, specie i terminali elettrici, così come sono estremamente fragili i wafer ceramici impiegati per l'isolamento elettrico delle celle stessa: occorre pertanto prestare la massima attenzione nella fase di collegamento delle celle al carico ed alla fase di serraggio del sistema;
- la qualità della lavorazione delle superfici a contatto con la cella ad effetto Seebeck è determinante per il buon funzionamento della cella;
- all'aumentare della pressione di serraggio (partendo dal minimo indicato dalla casa produttrice di 13,8 bar), aumentano in maniera sensibile le prestazioni della cella;
- all'aumentare della resistenza del circuito elettrico di prova, aumentano sensibilmente le prestazioni della cella.

Apparentemente, l'aggiunta dello spessore di alluminio non sembra produrre i benefici attesi, anzi, sembra peggiorare le prestazioni della cella ad effetto Seebeck: di seguito un confronto tra le prove 06 e 10 e le prove 05 e 09.

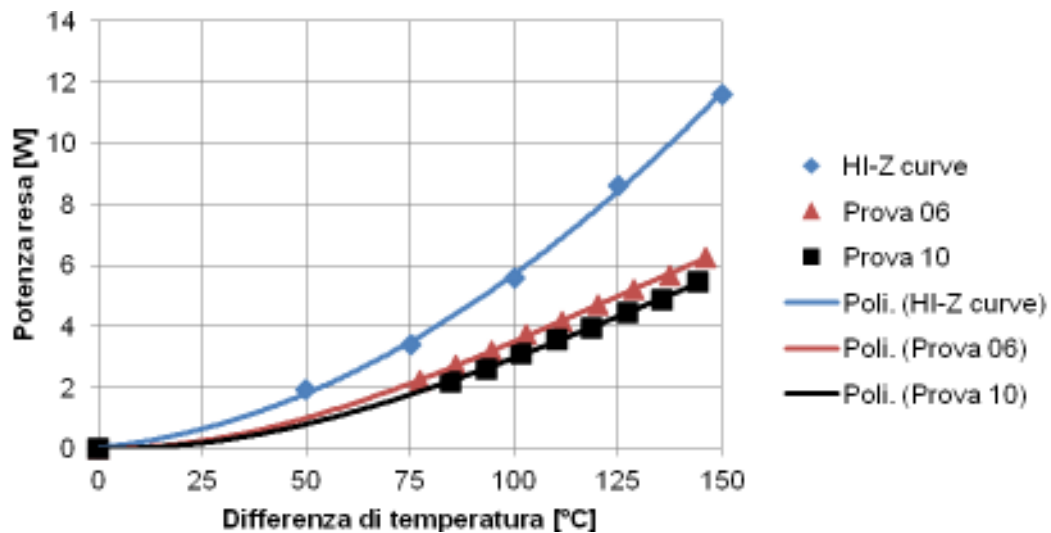


Fig. 98: Confronto tra prova 06 (senza foglio di alluminio, resistenza di circuito $R_R=0,36 \Omega$, pressione di serraggio 13,8 bar) e prova 10 (con foglio di alluminio, resistenza di circuito $R_R=0,36 \Omega$, pressione di serraggio 13, bar).

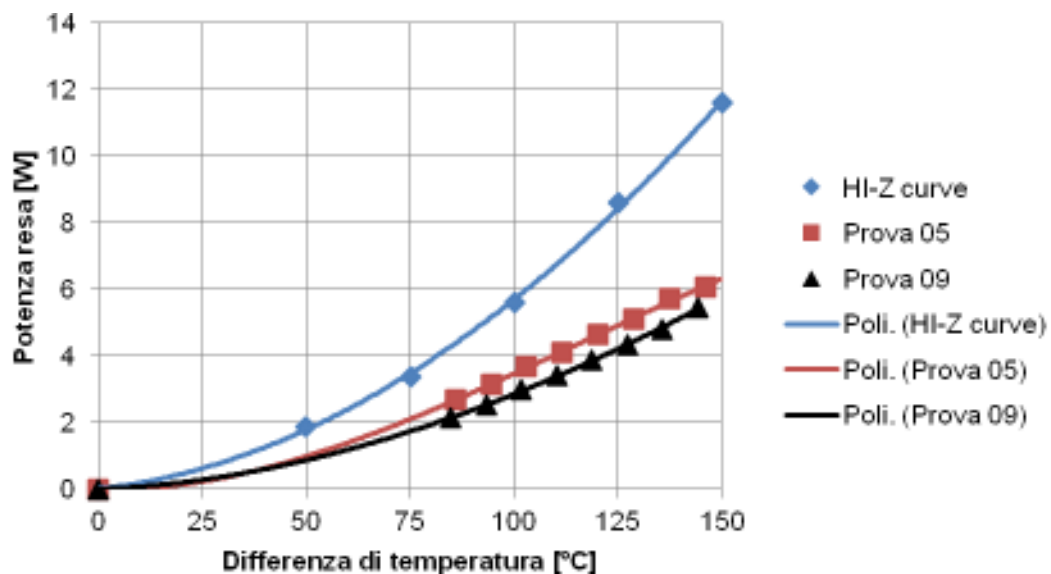


Fig. 99: Confronto tra prova 05 (senza foglio di alluminio, resistenza di circuito $R_R=0,30 \Omega$, pressione di serraggio 13,8 bar) e prova 09 (con foglio di alluminio, resistenza di circuito $R_R=0,30 \Omega$, pressione di serraggio 13, bar).

Questo risultato è però in aperto contrasto sia con i dati di letteratura che con quanto consigliato dalla casa produttrice. Pertanto, occorre determinare una

spiegazione per tale fenomeno. I due termosoffiatori impiegati consumano complessivamente circa 3 kW: ciò significa che la fonte di calore è più che sufficiente a fornire la potenza termica necessaria a sviluppare il profilo termico corrispondente alle condizioni di funzionamento ottimali della cella ad effetto Seebeck. D'altro canto, mentre sul circuito di raffreddamento si è riusciti ad intervenire in maniera efficace riuscendo a contenere le temperature dell'acqua attorno ai 30°C, sul circuito di fornitura della potenza termica non si sono mai superati i 215°C. Inoltre, pur tenendo in considerazione la necessaria correzione dei valori rilevati dalle termocoppie sulle due strutture scatolari in maniera tale da attribuire valori realistici dei profili di temperatura sulle due facce della cella ad effetto Seebeck, le prestazioni misurate si sono rivelate sempre inferiori a quelle nominali. Di seguito si riporta il confronto tra il miglior risultato ottenuto (Prova 08) e la curva caratteristica della cella HZ-20.

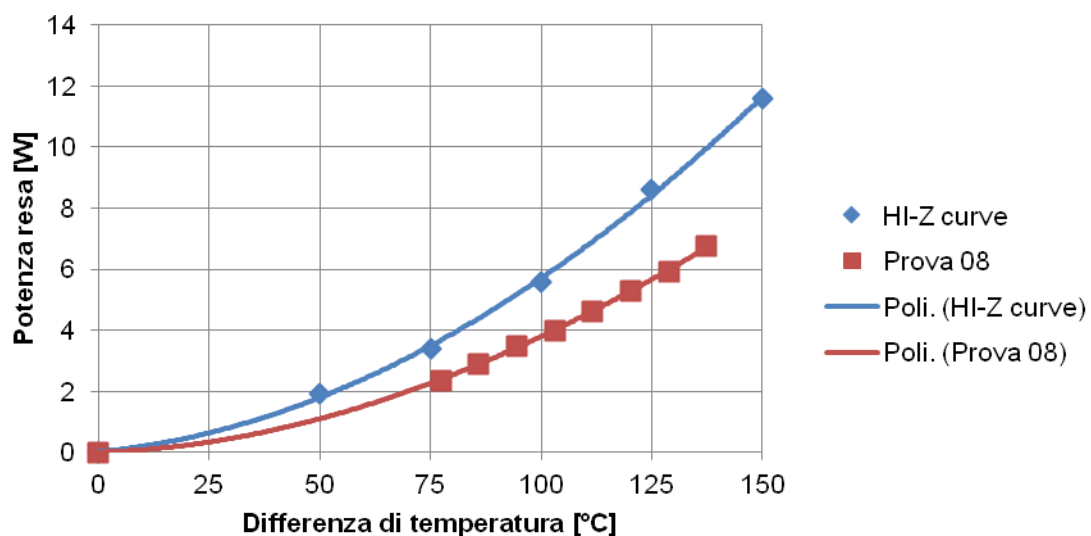


Fig. 100: Confronto tra la prova che ha prodotto le prestazioni migliori (Prova 08) e la curva caratteristica della cella ad effetto Seebeck HZ-20.

Il fattore di correzione della temperatura non tiene conto delle inevitabili perdite nella trasmissione di calore tra fluido caldo e fluido freddo: ciò sta a significare che, in realtà, il flusso di calore attraverso la cella ad effetto

Seebeck è inferiore rispetto a quanto stimato, poiché parte della potenza termica non attraversa la cella ma o si disperde nell'ambiente esterno (tramite la struttura, pur coibentata) o giunge comunque al fluido freddo ma senza attraversare la cella ad effetto Seebeck.

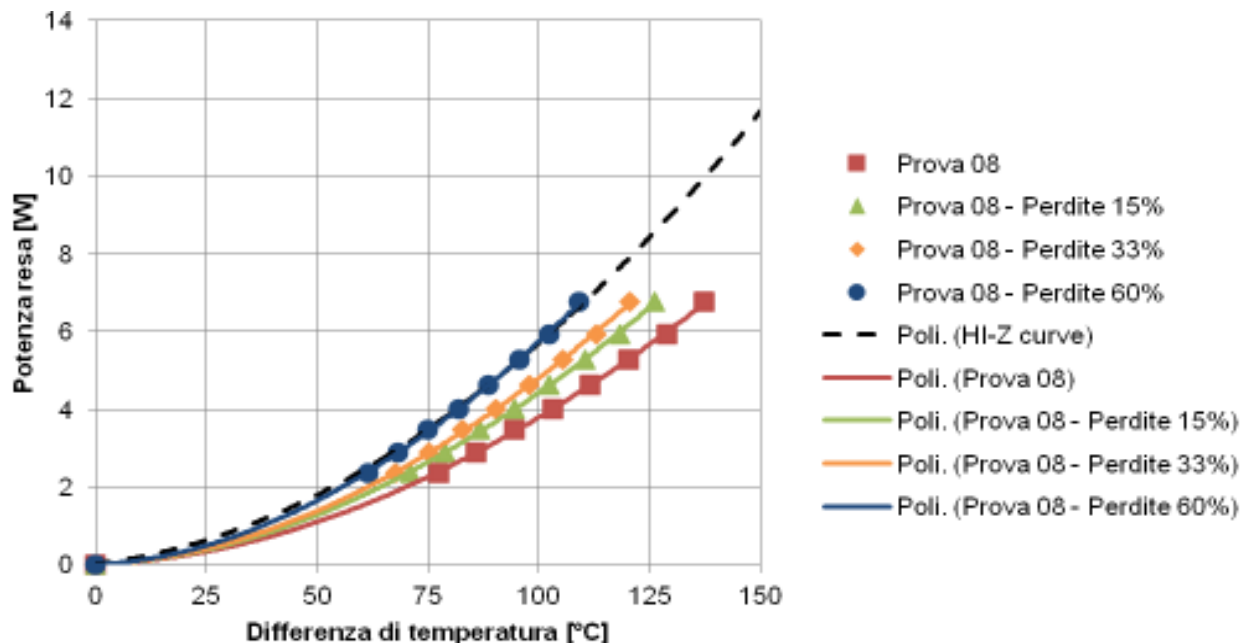


Fig. 101: Confronto tra la prova che ha prodotto le prestazioni migliori (Prova 08) e la curva caratteristica della cella ad effetto Seebeck HZ-20 considerando un livello di perdite nella trasmissione di calore crescente.

Come si può vedere dal diagramma in figura, con una percentuale di perdite nella trasmissione di calore pari al 60% di quanto fornito alla cella ad effetto Seebeck, le prestazioni vanno ad allinearsi a quelle attese.

Pertanto, un'altra caratteristica fondamentale nella progettazione di sistemi con celle ad effetto Seebeck è la capacità di sfruttare appieno la fonte di potenza termica disponibile, progettando sistemi anche architettonicamente attenti a favorire il passaggio di calore attraverso le celle stesse. Difatti, le celle sono caratterizzate da un coefficiente di conducibilità termica relativamente basso (2,4 W/mK), per cui il calore tende naturalmente ad attraversare materiali dalla conducibilità termica minore (nel nostro caso, la

struttura scatolare in acciaio piuttosto che le viti di serraggio). Una perdita del 60% in termini di trasmissione del calore è compatibile con la struttura del test facility in oggetto. Occorrerà quindi, in fase di progettazione dell'integrazione con la caldaia a biomassa, strutturare un sistema in grado di recuperare ed indirizzare verso le celle ad effetto Seebeck la maggior percentuale possibile di potenza termica messa a disposizione.

Altro elemento critico del sistema testato è stato l'utilizzo di un fluido in forma gassosa come vettore termico: la trasmissione di calore tra fluido caldo termovettore e struttura scatolare avviene per convezione (oltre che per conduzione) e poiché, a parità di massa e variazione di temperatura, il calore specifico dell'aria è di un ordine di grandezza inferiore rispetto, ad esempio, a quello dell'acqua, l'acqua ha una capacità di trasferire o asportare energia termica di molto superiore a quella dell'aria. Per questo motivo, si è deciso di progettare e realizzare un secondo test facility in cui il fluido caldo termovettore fosse un liquido.

Progettazione secondo test facility

Il nuovo test facility realizza un sistema in cui il termovettore caldo è rappresentato da olio diatermico (in sostituzione dell'aria riscaldata dai termosoffiatori industriali impiegati sul precedente facility). Per il raffreddamento si sceglie ancora una volta l'acqua. L'impianto risulta costituito da tre circuiti: il circuito dell'olio diatermico, il circuito dell'acqua di raffreddamento ed il circuito di riscaldamento dell'olio diatermico. Mentre il circuito dell'olio diatermico è un circuito chiuso, gli altri due sono circuiti aperti (senza recupero).

Il punto di partenza per la realizzazione del test facility è la cella ad effetto Seebeck: per conformità con i test effettuati sul test facility precedente, si è scelto di operare ancora una volta con la cella HZ-20 della HI-Z Technology.

Al fine di valutare possibilità costruttive finalizzate alla semplificazione dell'integrazione tra celle ad effetto Seebeck ed impianti di combustione, si è progettato un sistema innovativo per indurre sul modulo termovoltaiico lo stato tensionale di compressione desiderato. Avendo a disposizione due fluidi in pressione, si vuole valutare l'opportunità di sfruttare questa pressione per comprimere la cella ad effetto Seebeck. Pertanto, il sandwich formato da cella ad effetto Seebeck, lamina di alluminio e wafer di ceramica viene inserito all'interno di due piastre serrate tra loro con quattro bulloni all'interno delle quali entrano i fluidi in pressione. Tale struttura sarà di seguito denominata "nocciolo".

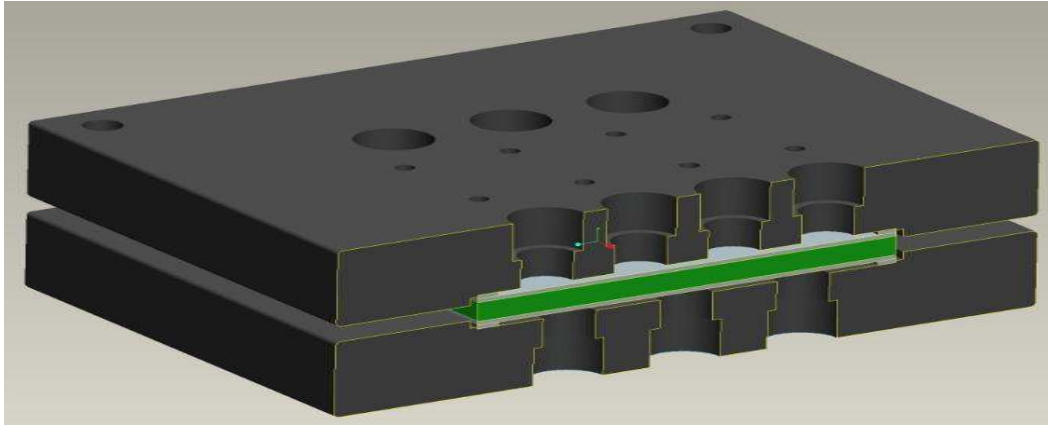


Fig. 102: Ricostruzione 3D del “nociolo”.

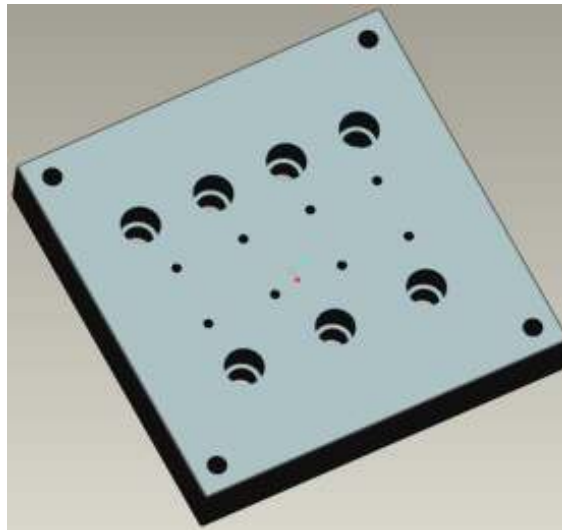


Fig. 103: Ricostruzione 3D di una delle due piastre di serraggio.

Per la realizzazione delle piastre si è utilizzato acciaio inox al fine di evitare che, nel lato acqua, potesse formarsi della ruggine. Ognuna delle piastre presenta 7 fori (con diametro interno 9 mm e profondità pari allo spessore della piastra) per il passaggio del fluido, di cui 4 per l'ingresso e 3 per l'uscita, posizionati in maniera tale da avere una distribuzione quanto più uniforme della temperatura sulla cella. Inoltre, ogni piastra presenta 8 fori (da 3 mm) per l'alloggiamento delle termocoppie attraverso le quali si vuole valutare, oltre che il valore di temperatura, anche la distribuzione della stessa lungo la superficie. Per le piastre, infine, si è scelto uno spessore di 20 mm: tale spessore, oltre a garantire la dovuta resistenza alle sollecitazioni termiche ed

alle sollecitazioni taglio e flessione a cui le piastre sono sottoposte in seguito all'applicazione della pressione da parte dei fluidi, evita anche una flessione accentuata che avrebbe ripercussioni negative sullo scambio termico tra piastre e cella ad effetto Seebeck.

Di seguito il P&I del secondo test facility:

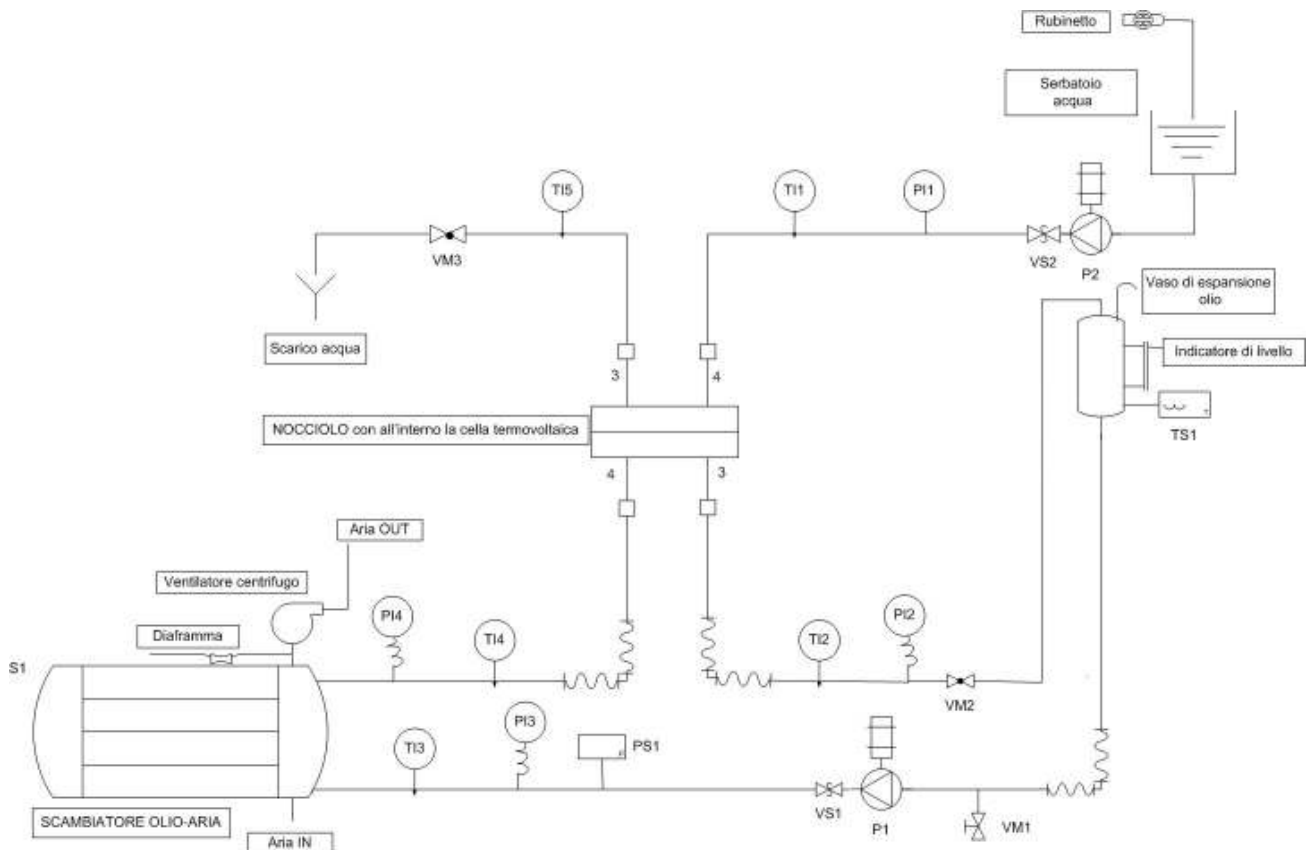


Fig. 104: P&I del secondo test facility.

Il circuito dell'acqua è formato da un serbatoio alimentato con acqua proveniente dalle rete. Dal serbatoio pesca la pompa di circolazione P2; portata (e pressione) sono regolabili tramite la valvola manuale VM3. L'acqua in uscita dal nocciolo viene convogliata direttamente allo scarico.

Il circuito dell'olio diatermico presenta maggiori criticità progettuali, poiché in questo caso il liquido deve arrivare sino a temperature prossime ai 250°C. La pompa per olio P1 pesca dal vaso di espansione; portata (e pressione)

dell'olio sono regolati tramite la valvola manuale VM2. Prima di giungere al nocciolo e ritornare al vaso di espansione, l'olio diatermico viene portato in temperatura dallo scambiatore di calore S1.

L'olio diatermico impiegato è un olio di origine minerale distillato dal petrolio denominato AGIP ALARIA 7, di cui di seguito sono riportate le caratteristiche chimico-fisiche.

Tabella 19. Caratteristiche tecniche dell'olio diatermico AGIP ALARIA 7.

Caratteristica	Q.tà
Viscosità cinematica a 100°C [mm ² /s]	95,3
Viscosità cinematica a 100°C [mm ² /s]	10,9
Indice di viscosità	97
Punto di infiammabilità Pensky-Martens [°C]	230
Punto di infiammabilità vaso aperto [°C]	252
Punto di scorrimento [°C]	-9
Numero di neutralizzazione [Mg KOH/g]	≤ 0,03
Residuo carbonico Conradson [%]	0,097
Corrosione su rame (3h a 150°C)	1
Coefficiente di dilatazione cubica [m ³ /°C]	0,00064
Densità [kg/m ³]	889
Massima temperatura di parete [°C]	315
Massima temperatura di massa [°C]	300

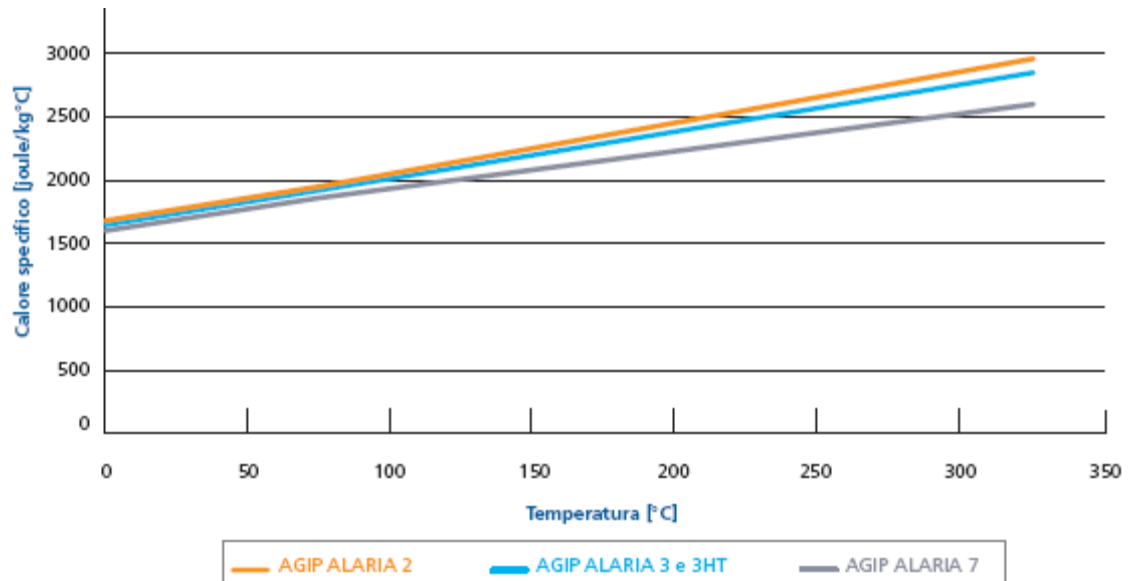


Fig. 105: Variazione del calore specifico dell'olio diatermico in funzione della temperatura .

Nello scambiatore di calore S1 l'olio riceve calore dall'aria riscaldata da una batteria di termosoffiatori industriali. Il flusso d'aria, raffreddato all'uscita dallo scambiatore S1, viene rilasciato in atmosfera.

Il dimensionamento dell'impianto si è effettuato a partire dal nocciolo. Poiché elemento fondamentale per il corretto funzionamento della cella ad effetto Seebeck è un gradiente di temperatura il più possibile omogeneo, si è deciso di fissare la differenza di temperatura tra ingresso e uscita dal nocciolo per l'olio diatermico ΔT_{olio} al massimo ad 1°C . Essendo noto il flusso di calore per unità di superficie q nelle condizioni di design (ovvero $9,54 \text{ W/cm}^2$) è possibile determinare la portata di design m_{olio} di olio diatermico.

S: superficie di scambio offerta dalla cella ad effetto Seebeck = $56,25 \text{ cm}^2$

Q: calore attraversante la cella ad effetto Seebeck [W]

c_{olio} : calore specifico dell'olio a 250°C = 2.300 [J/kgK]

$$(\text{Eq. 21}) \quad Q = q \cdot S = 537 \text{ W}$$

$$(Eq. 22) \quad Q = m_{olio} * c_{olio} * \Delta T_{olio}$$

Combinando l'equazione 9 con la 10 si ottiene il valore della portata di olio diatermico:

$$(Eq. 23) \quad m_{olio} = (q * S) / (c_{olio} * \Delta T_{olio}) = 0,23 \text{ kg/s}$$

Nota la densità dell'olio a 250°C ($\rho_{olio}=715 \text{ kg/m}^3$), si ricava una portata volumetrica pari a 1,2 m³/h (19,3 lt/min). Questa è la portata di design, ovvero la portata da regolare una volta giunti a regime. D'altro canto, la portata di olio diatermico è un parametro che deve poter essere variato in sede di sperimentazione per poter valutare diversi regimi di funzionamento. La pompa P1 scelta è una pompa volumetrica ad ingranaggi del tipo Cucchi BG 40/CV. Di seguito le caratteristiche della pompa P1: variando il numero di giri della pompa P1 è possibile variare la portata in relazione alla resistenza idraulica dell'impianto.



Fig. 106: La pompa volumetrica per olio diatermico P1.

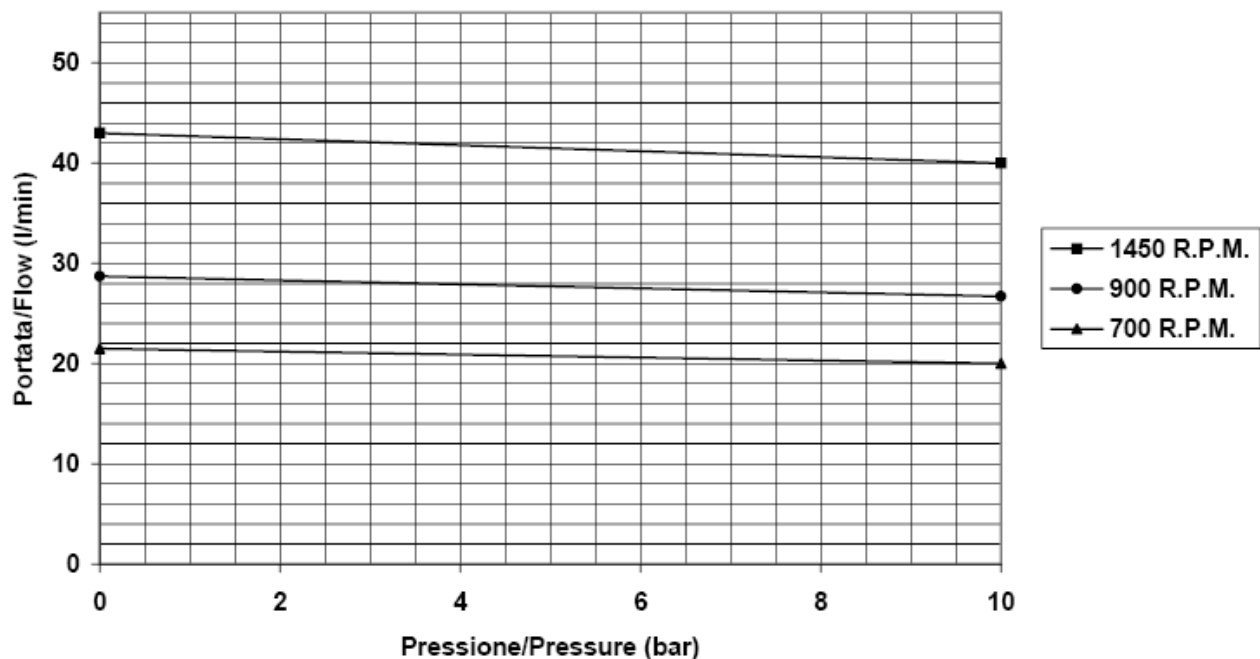


Fig. 107: Curva caratteristica della pompa volumetrica per olio diatermico P1.

La pompa P2 dell'acqua di raffreddamento viene dimensionata con il medesimo criterio di quanto fatto con la pompa per olio diatermico, cioè al salto di temperatura tra ingresso e uscita dal nocciolo ΔT_{acqua} fissato, sul lato freddo, al massimo a 10°C. La portata in massa di acqua m_{acqua} viene determinata sulla base della equazione 11, sostituendo al calore specifico dell'olio diatermico c_{olio} il calore specifico dell'acqua c_{acqua} .

$$(Eq. 24) \quad m_{\text{acqua}} = Q / (c_{\text{acqua}} * \Delta T_{\text{acqua}}) = 12,8 \text{ kg/s}$$

A tale portata in massa corrisponde una portata volumetrica pari a 46 m³/h (768 lt/min). La pompa P2 è una pompa rotativa a palette modello 911 F della Fluidotech.



Fig. 108: Pompa volumetrica per acqua P2.

MODELLO POMPA Ottone	500	501	500F	501F	600	601	600F	601F	700	701	700F	701F	800	801	800F	801F	900	901	900F	901F	1000	1001	1000F	1001F
MODELLO POMPA Acciaio Inossidabile 510	510	511	510F	511F	610	611	610F	611F	710	711	710F	711F	810	811	810F	811F	910	911	910F	911F	1010	1011	1010F	1011F
l/h a 2 bar		540				640				740				840				940				1040		
l/h a 7 bar		520				620				720				820				920				1020		
l/h a 14 bar		497				597				697				797				897				997		
Curve		L-L				M-M				N-N				P-P				R-R				S-S		
Valvola By-Pass	NO	SI	NO	SI	NO	SI	NO	SI	NO	SI	NO	SI	NO	SI	NO	SI	NO	SI	NO	SI	NO	SI	NO	SI
Montaggio flangia	NO	NO	SI	SI	NO	NO	SI	SI	NO	NO	SI	SI	NO	NO	SI	SI	NO	NO	SI	SI	NO	NO	SI	SI
Montaggio fascetta	SI	SI	NO	NO	SI	SI	NO	NO	SI	SI	NO	NO	SI	SI	NO	NO	SI	SI	NO	NO	SI	SI	NO	NO

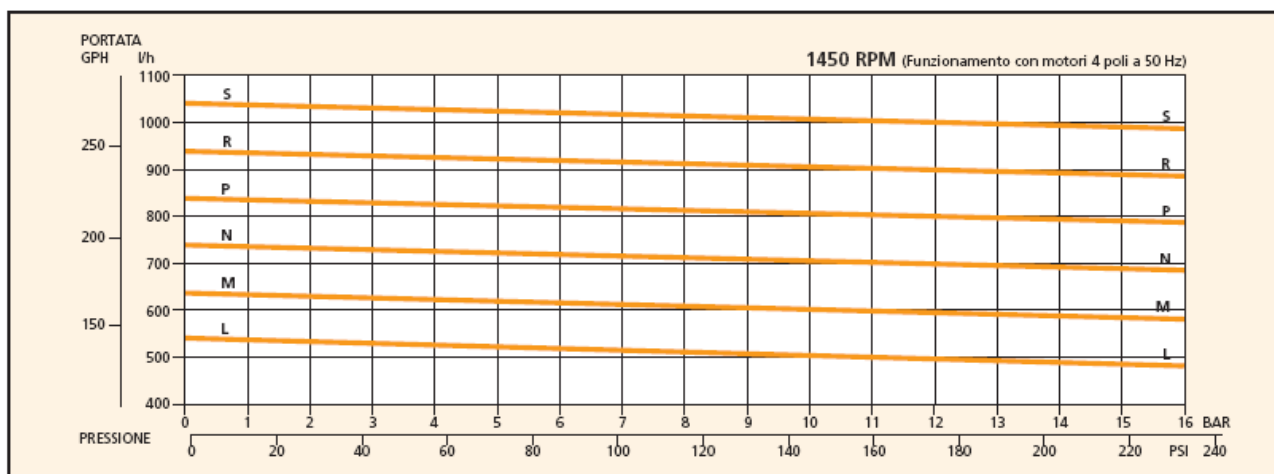


Fig. 109: Curva caratteristica pompa volumetrica per acqua P2.

Lo scambiatore di calore S1 per olio diatermico e aria è stato progettato e realizzato con il supporto dei tecnici del Laboratorio DIEM, area Impianti. L'aria calda viene immessa all'interno dello scambiatore da una batteria di

termosoffiatori industriali. Per il dimensionamento dello scambiatore S1 si è reso necessario un'attenta analisi del circuito idraulico: difatti, poiché il vaso di espansione dell'olio è aperto (e quindi a pressione ambiente), occorre evitare che l'olio si trovi alla temperatura di vaporizzazione alla pressione ambiente. La scelta del vaso di espansione a circuito aperto si rende necessaria perché lavorando in circuito chiuso non sarebbe stato possibile garantire la presenza di un punto a pressione controllata: pertanto, tale scelta progettuale si è resa indispensabile per motivi di sicurezza.

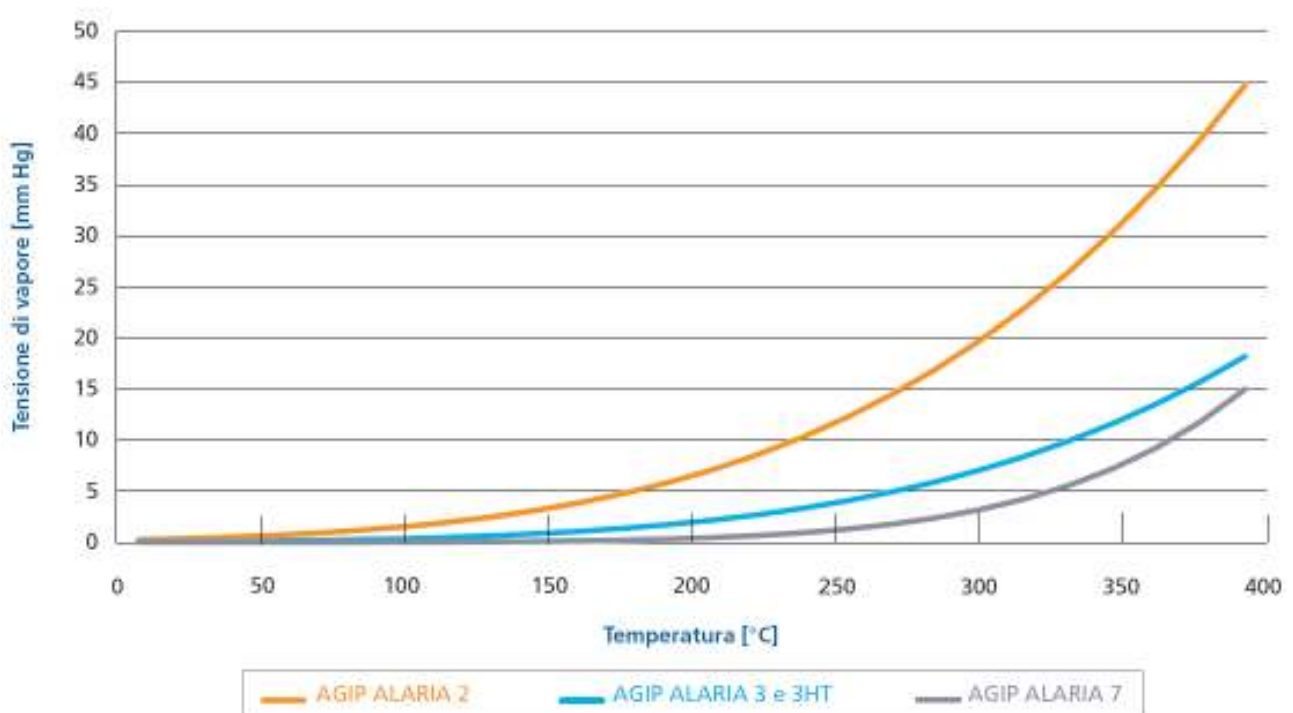


Fig. 110: Tensione di vapore dell'olio diatermico in funzione della temperatura.

Come si può vedere in figura, a 250°C la tensione di vapore viene raggiunta dall'olio diatermico alla pressione di qualche mm Hg, corrispondente a pochi millibar. Pertanto, l'opportunità che l'olio possa "bollire" nel vaso di espansione è remota.

Ne segue che l'unico vincolo progettuale per il dimensionamento dello scambiatore S1 è dato dalle perdite di calore lungo il circuito: pertanto, l'impianto va dimensionato sulla base della stima delle perdite attese.

Ipotizzando una perdita ΔT_{S1} di circa 20°C, il calore Q_{S1} da fornire all'olio in condizioni di regime è pari a:

$$(Eq. 25) \quad Q = m_{olio} \cdot c_{olio} \cdot \Delta T_{S1} = 10.580 \text{ W}$$

Si prevede l'inserimento di una resistenza elettrica da 5 kW termici all'interno del vaso di espansione dell'olio diatermico per limitare le dimensioni dello scambiatore di calore S1.

I tre termosoffiatori soffiatori industriali, di cui uno è il modello Bosch PSG 500-2 con potenza di 1.600 W ed un range di temperatura variabile tra 300°C e 500°C (portata variabile tra 240 e 450 lt/min), mentre gli altri due sono del modello Rapid Regulator 2000 con potenza di 2.000 W ed un range di temperatura variabile tra 60°C e 600°C (portata massima di 500 lt/min), forniscono complessivamente 5,6 kW. Sono a disposizione altri due termosoffiatori industriali che saranno impiegato solo all'occorrenza. I termosoffiatori sono in grado di fornire una prevalenza minima, pertanto l'aria calda sarà aspirata da un ventilatore. Lo scambiatore è del tipo in equicorrente, al fine di limitare lo stress termico delle tubazioni interne: l'olio diatermico passa all'interno di tubi di rame di diametro esterno 16 mm ed 1 mm di spessore. Lo scambiatore, di lunghezza 90 cm, altezza 100 cm e spessore 20 cm e realizzato in Fe360, è stato coibentato con uno spessore di isolante Cerablanket di 200 mm, doppio rispetto allo strato con cui si è coibentata la parte restante del circuito dell'olio diatermico.

L'impianto non presenta un sistema di acquisizione dati e non prevede la regolazione automatica: pertanto, la gestione dell'impianto è completamente affidata all'operatore. La strumentazione presente è formata da manometri e termometri posizionati lungo i circuiti di acqua ed olio diatermico. In

particolare, il manometro PI1 misura la pressione alla mandata della pompa P2, mentre i termometri TI1 e TI2 misurano, rispettivamente, la temperatura in ingresso ed in uscita dal nocciolo. Sul lato olio diatermico, invece, sono presenti le coppie TI3-PI3, PI4-TI4 e TI2-PI2 posizionati, rispettivamente, alla mandata dalla pompa P1, all'uscita dallo scambiatore di calore S1 e all'uscita dal nocciolo. Inoltre, alla mandata della pompa P1 è posizionato un pressostato di massima PS1 tarato a 19 bar, mentre nel vaso di espansione dell'olio è presente un termostato di massima TS1, tarato a 270°C. Infine, sono a disposizione due termocoppie per la misura della temperatura su entrambi i lati del nocciolo.

Realizzazione secondo test facility

Per la realizzazione delle piastre componenti il nocciolo si è utilizzato acciaio inox. I tubi che portano i fluidi all'interno del nocciolo sono collegati a dei collettori (realizzati in acciaio AISI 316).

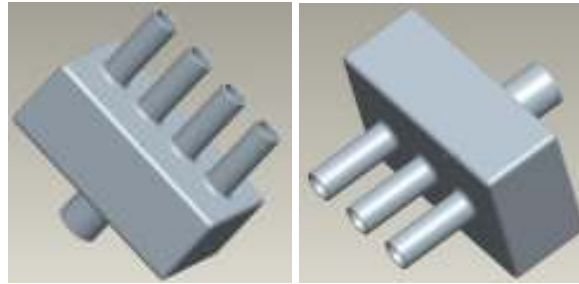


Fig. 111: Disegno CAD dei collettori del nocciolo.



Fig. 112: Piastre con saldati tubi e collettori.



Fig. 113: Vista inferiore e superiore delle piastre.

Tra le piastre ed il modulo termoelettrico vengono a formarsi due camere, una attraversata da olio diatermico ad alta temperatura e l'altra da acqua. Entrambi i fluidi si trovano in una condizione di regime turbolento al fine di favorire lo scambio termico. Le camere sono a sezione quadrata e presentano un'altezza di 1 mm circa. Poiché è da evitare qualsiasi trafilamento di fluido, tra le piastre e le lamine di alluminio ricoprenti la superficie del modulo termoelettrico sono inserite delle guarnizioni resistenti alle alte temperature, del tipo FPM (gomma fluorocarbonica). Le guarnizioni presentano le seguenti caratteristiche dimensionali.

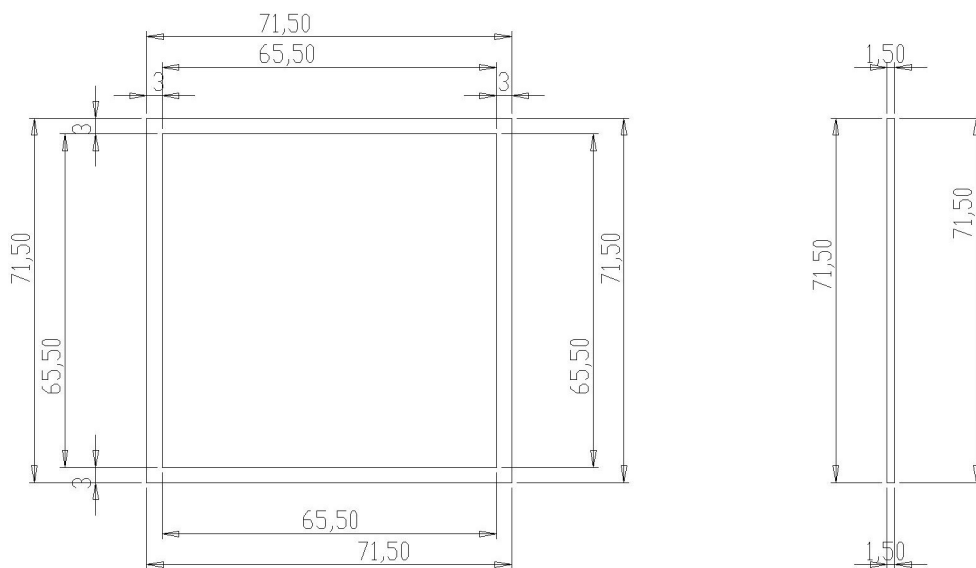


Fig. 114: Disegno CAD della guarnizione.

La temperatura di lavoro varia da -20°C a 210°C (fino a -40°C nell'impiego statico e con punte di 300°C intermittenti). La temperatura di transizione vetrosa è pari a -22°C . Il materiale è caratterizzato da buona resistenza a compressione e discreta resa elastica, notevole resistenza all'invecchiamento, all'ossidazione, al calore ed agli oli minerali, anche se particolarmente aggressivi.

Di seguito alcune immagini di componenti dell'impianto.



Fig. 115: Lo scambiatore di calore S1.



Fig. 116: Particolare della batteria di termosoffiatori.



Fig. 117: Valvole a globo per la regolazione manuale della pressione nei circuiti.



Fig. 118: Manometri per il circuito olio.



Fig. 119: Manometri per il circuito acqua.



Fig. 120: Termostato e pressostato di sicurezza.



Fig. 121: Termocoppie e strumento di lettura.

Come già descritto nel capitolo relativo alle attività sperimentali sul filtro anti-particolato, si sono create notevoli difficoltà gestionali e organizzative derivanti dalla mancanza di un tecnico di laboratorio dedicato all'area impianti (condizione che si è verificata a seguito del pensionamento del Sig. Polga e che non è ancora stata risolta con l'inserimento in organico di una figura sostitutiva) che ha sollevato problematiche di accesso al laboratorio ed utilizzo degli impianti suoi impianti sperimentali ivi ubicati sia sotto il profilo sostanziale della sicurezza e delle relative responsabilità in capo alla struttura

del laboratorio, che sono il profilo pratico derivanti dall'impossibilità di eseguire lavorazioni e interventi che richiedono capacità tecniche e manuali specifiche. Inoltre, la mancanza di un tecnico dedicato alla suddetta area del laboratorio ha reso di fatto impossibile il controllo sulle attrezzature e sui dispositivi, rendendo possibile la sottrazione di alcuni elementi dell'impianto (in particolare, i phon) che hanno ulteriormente aggravato la situazione.

Ciò nonostante, si è completato il collaudo idraulico dello scambiatore di calore olio diatermico-aria, che ha fatto rilevare alcune criticità:

- problemi di tenuta lato aria;
- problemi di tenuta lato olio diatermico;
- difficoltà da parte dell'aria di attraversare lo scambiatore di calore.

Inoltre, è stato completato l'assemblamento dell'impianto e realizzato il quadro elettrico. Infine, è stato completato il Documento di Valutazione dei Rischi (DVR), strumento indispensabile per una corretta esecuzione delle prove previste.



Fig. 122: Secondo test facility per celle termovoltache: impianto assemblato.



Fig. 123: Secondo test facility per celle termovoltache: particolare nocciolo.

9. Progettazione di una caldaia a biomassa stand-alone ad impatto ambientale ridotto

Introduzione

La progettazione della caldaia a biomassa stand-alone ad impatto ambientale ridotto è condotta in collaborazione con una azienda leader del settore degli impianti per produzione di energia da fonte rinnovabile. In questa sede saranno presentati i risultati dello studio di fattibilità.

Il Laboratorio sulle energie rinnovabili Hera Lab

L'attività di ricerca relativa all'implementazione di una caldaia a biomassa è inserita all'interno di un più ampio progetto che ha visto la collaborazione del DIEM alla progettazione ed alla futura realizzazione (fissata per Ottobre 2012) di un Laboratorio Fossil Fuel Free dedicato alla ricerca ed alla sperimentazione nel campo delle energie rinnovabili (Pellegrini et al., 2010) presso la sede Hera di Forlì, denominato *Hera Lab*.



Fig. 124: Render di Hera Lab (Pellegrini et al., 2010).

In tale laboratorio saranno impiegate e integrate le tecnologie più avanzate per la produzione di energia da fonte rinnovabile con l'obiettivo di massimizzarne l'efficienza e/o ridurre l'impatto ambientale e valutare le problematiche gestionali dei dispositivi, che ancora non hanno un'applicazione industriale. L'obiettivo di tale laboratorio è di portare all'interno del Gruppo Hera il know-how necessario alla valutazione, progettazione e gestione di tali impianti, così da riversare sul territorio le migliori tecnologie disponibili. In particolare, il laboratorio risulta suddiviso in quattro aree: una dedicata a diverse tipologie fotovoltaiche, una seconda dedicata alla conversione

energetica delle biomasse, una terza dedicata alla produzione e utilizzo dell'idrogeno e una quarta di carattere didattico e divulgativo. Tale struttura è stata concepita come un centro di eccellenza per lo studio e la messa a punto delle migliori tecnologie in ambito di energie rinnovabili: infatti, la strumentazione e le infrastrutture sono state progettate per poter ospitare anche nuovi e futuri impianti per ricerche avanzate su gestione e produzione di energie rinnovabili.

La potatura delle piante di arredo dei parchi urbani e delle strade effettuata periodicamente in autunno e primavera comporta la produzione di un rifiuto vegetale composto di rami di varia pezzatura con volume molto elevato e peso specifico basso. Attualmente, i rifiuti derivanti dalla manutenzione del verde pubblico, potature e sfalci, sono quasi totalmente raccolti congiuntamente. In Emilia-Romagna si raccolgono come sfalci di potature oltre 40.000 t/anno di biomassa. Anche se solo una parte della biomassa potrà essere utilizzata per scopi energetici, è evidente che le quantità in gioco sono interessanti. E' quindi necessario uno studio che sia in grado di valutare quali biomasse sono utilizzabili per scopi energetici e con quali risultati in termini di efficienza e gestione dell'intera filiera (reperimento, trasporto, residui solidi e emissioni). Trattandosi di biomasse di tipo ligneo-cellulosico, la tecnologia di valorizzazione energetica più adatta è la combustione diretta in caldaia. Fissata la taglia della caldaia (circa 300 kW termici nel periodo invernale, richiesti dalle attuali strutture della sede di Forlì), occorre scegliere tra tipologia a griglia fissa e tipologia a griglia mobile. La griglia mobile è più versatile di quella a griglia fissa in termini di gamma di biomasse sperimentabili: difatti, la griglia mobile funziona anche con biomasse con un contenuto in acqua pari al 40-60% e di pezzatura variabile, mentre la tipologia a griglia fissa è consigliata per biomasse con contenuto di umidità pari al 25-30% e pezzatura standardizzata. Il rovescio della medaglia è l'ingombro

maggiore della caldaia a griglia fissa, che richiede quindi o una struttura in muratura o un container al di fuori delle dimensioni standard: tutto ciò comporta un incremento dei costi che si aggiunge a quello dato dalla maggiore complessità “architettonica” della caldaia. Per questo motivo, si è scelta una caldaia a griglia fissa. Si tenga presente che la minore versatilità del sistema può essere superata, ad esempio, con un semplice intervento che recuperi parte dell’energia posseduta dai fumi per essiccare la biomassa. Naturalmente, nulla esclude l’utilizzo della caldaia per testare anche altre tipologie di biomassa, sempre di natura ligneo - cellulosica, che non provengano necessariamente dalle operazioni di potatura dei parchi urbani e delle strade, in modo da caratterizzare il comportamento del più alto numero possibile di biomasse. Oltre ai fini sperimentali, l’integrazione della caldaia con l’esistente impianto di riscaldamento permette di soddisfare l’utenza termica e lasciare alle caldaie a metano presenti il compito di entrare in funzione quando la richiesta dell’utenza complessiva supera la capacità della caldaia a biomasse. Oppure può funzionare come unità di back-up quando, per qualche motivo (manutenzione, guasto, ecc...) la caldaia a biomasse non dovesse funzionare. Il processo di integrazione è estremamente semplice e non richiede particolari interventi sugli impianti già esistenti (Pellegrini et al., 2010).

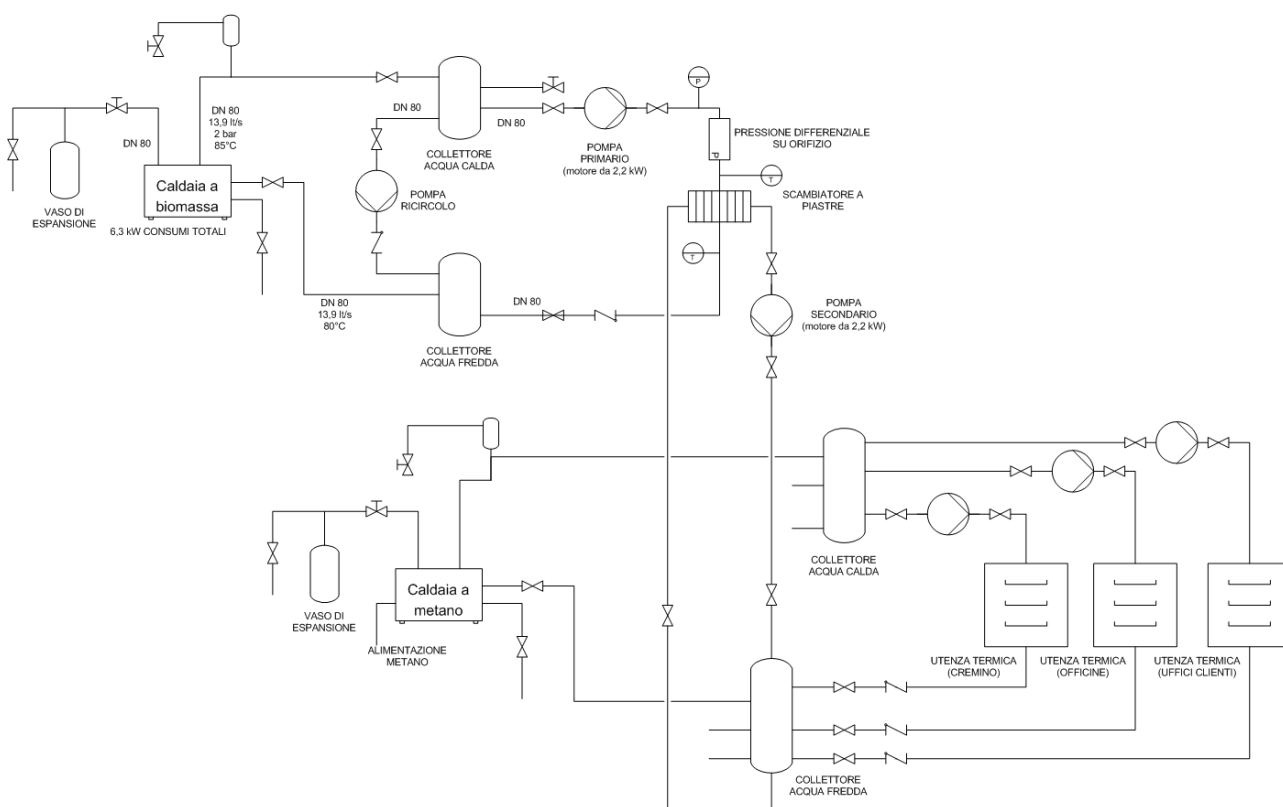


Fig. 125: Schema di integrazione tra caldaia a biomassa e centrale termica esistente presso Hera Lab (Pellegrini et al., 2010).

La caldaia sarà fornita pre-installata in un container da 20', affiancato ad un secondo container, sempre da 20', ospitante il sistema di caricamento ed alimentazione automatico della caldaia. Un terzo container da 20', conterrà gli elementi necessari all'integrazione con la centrale termica esistente.

La caldaia a biomassa, inoltre, è integrata, tramite un serbatoio di accumulo dell'acqua calda prodotta, con il sistema di raffreddamento di alcuni dispositivi a concentrazione fotovoltaica: l'acqua calda prodotta da entrambi i sistemi viene impiegata, nei periodi estivi, per il raffrescamento estivo del laboratorio grazie all'utilizzo di impianto frigorifero a bromuro di litio.

Studio di fattibilità

Mentre l'integrazione del filtro anti-particolato e della pompa a vapore precedentemente descritti non pone particolari problemi tecnici poiché risulta sufficiente, nel primo caso, aprire una “finestra” sul condotto di scarico dei fumi da cui prelevare il prodotto della combustione e, nel secondo, inserire un serpentino per la produzione di vapore, l'integrazione tra celle ad effetto Seebeck e caldaia pone diverse problematiche sia in merito al posizionamento delle celle che in merito alla modalità di integrazione.

Sulla base delle evidenze sperimentali direttamente verificate in laboratorio e dei dati disponibili in letteratura, si è intrapreso un percorso progettuale con una azienda italiana produttrice di generatori di calore alimentati a biomassa che porterà alla progettazione e realizzazione di un primo prototipo di caldaia a biomassa da 290 kW integrata con celle a effetto Seebeck che sarà ospitata presso Hera Lab.

Il modello su cui si interviene è un sistema di combustione da 290 kW termici del tipo a rotazione ed è adatto alla combustione automatica di tutti i combustibili di legno da secchi a umidi (scarti di legno, pellet, cippato di bosco fino a max. W35-40). Questo sistema si distingue per il massimo grado di efficienza e la perfetta combustione a tutti i livelli di carico. La caldaia è collaudata e omologata in conformità ai più recenti criteri di qualità, ai sensi della norma EN 303-5 relativa a caldaie per combustibili solidi, con contrassegno CE secondo la direttiva europea sui macchinari, con controllo continuo della qualità da parte del TÜV. Il dosatore a coclea porta il combustibile alla camera di combustione, diagonalmente, dal basso. Sul tubo di alimentazione sono previsti i supporti del sensore contro i ritorni di fiamma e della valvola di spegnimento termica. Sopra la coclea è previsto il dosatore

con fotocellula per la determinazione del livello dello strato di sbarramento combustibile previsto dalla norma TRD 414. Il materiale di combustione sarà acceso automaticamente con una ventola elettrica ad aria calda. La gassificazione del combustibile avviene sulla griglia di avanzamento movimentata da un motoriduttore con ingranaggio a vite. La cenere cade nell'apposito contenitore sottostante. Il blocco di combustione è rivestito con un isolamento resistente alle alte temperature e con elementi in refrattario. I gas di combustione che salgono dal blocco di combustione vengono catturati dall'aria secondaria rotante alimentata dalla ventola a rotazione e bruciati completamente nella camera di combustione cilindrica. Nello scambiatore di calore interno a fascio tubiero, l'energia termica dei gas di combustione viene trasferita all'acqua della caldaia. La caldaia è altamente isolata, coperta da un rivestimento elegante e facilmente accessibile attraverso lo sportello frontale. Sul retro è prevista la flangia per il bruciatore a gasolio chiusa tramite coperchio cieco isolato con finestrella di controllo in vetro. Il dispositivo del gas di ricircolo riduce la temperatura all'interno del focolare mantenendo invariata l'efficienza massima possibile. Ciò aumenta la durata utile dei componenti refrattari non raffreddati nella zona di combustione. Con la regolazione di base si determina esattamente il rapporto tra il gas di ricircolo e l'aria fresca in base al materiale di combustione. La regolazione meccanica del flusso volumetrico produce un rapporto costante tra la quantità di gas di ricircolo e l'aria fresca sull'intera gamma di potenza. La ventola dei gas di scarico è concepita appositamente per la combustione a legna ed è molto silenziosa. Il motore è in materiale resistente al calore, con mozzo a molla per la dispersione del calore, bocchettoni di uscita aria rotondi. Dovrà essere montato possibilmente sul collettore dei gas di scarico, in alto, lateralmente e posteriormente. Nella fornitura del sistema di controllo è previsto un quadro a microprocessore, per la gestione dell'intero impianto caldaia, incluso il comando dei dispositivi di alimentazione combustibile. La potenzialità della

caldaia viene adeguata in modo modulante al fabbisogno di energia. Il circuito di regolazione per l'ottimizzazione della combustione, mediante sonda lambda, è sovrapposto al circuito di regolazione potenza. Per quanto riguarda la protezione antincendio e personale, vengono soddisfatti i massimi criteri di qualità. La gestione dei comandi si effettua tramite una tastiera a membrana e display con testo in chiaro. Tutti i dati di esercizio possono essere letti sul display. I valori nominali di tutti i parametri più importanti possono essere facilmente inseriti tramite tastiera. I messaggi di errore vengono visualizzati in testo chiaro ed indicati nell'ordine in cui hanno luogo. Utilizzando un volano termico si ottimizza il funzionamento modulante della potenza del sistema con camera di combustione a rotazione. Inoltre vengono coperti brevi picchi di fabbisogno termico. La carica termica del volano viene rilevata dalla sonda termica. La capacità di combustione viene adeguata al livello di carica del volano termico. Il depolverizzatore dei gas di scarico, fornito con il sistema caldaia, serve per ridurre al minimo le emissioni di polveri. Si tratta di un multiciclone con funzione assiale. Il depolverizzatore è completamente isolato, e munito di tre coperchi per consentirne la pulizia. La pulizia del vano dei gas grezzi avviene attraverso i coperchi laterali. La pulizia del vano dei gas puliti avviene attraverso il coperchio superiore o posteriore. Il contenitore delle ceneri è munito di carrello proprio, collegato al depolverizzatore mediante chiusure rapide e si può facilmente estrarre per consentirne lo svuotamento. La ventola dei gas di scarico (precedentemente descritta) sarà montata in sito. Sistema completo di rimozione ceneri tramite coclea dal vano ceneri del blocco di combustione al contenitore a zoccolo con capacità pari a 380 litri, disposto sotto la caldaia. Il sistema di regolazione a fotocellula mantiene costante il livello della cenere sopra la coclea. Ciò consente alla cenere di raffreddarsi nella vasca posta sotto il focolare, in modo che durante il normale funzionamento il contenitore venga riempito solo con cenere fredda, ormai

spenta. Con l'ampio contenitore a zoccolo si raggiungono intervalli di tempo molto lunghi.

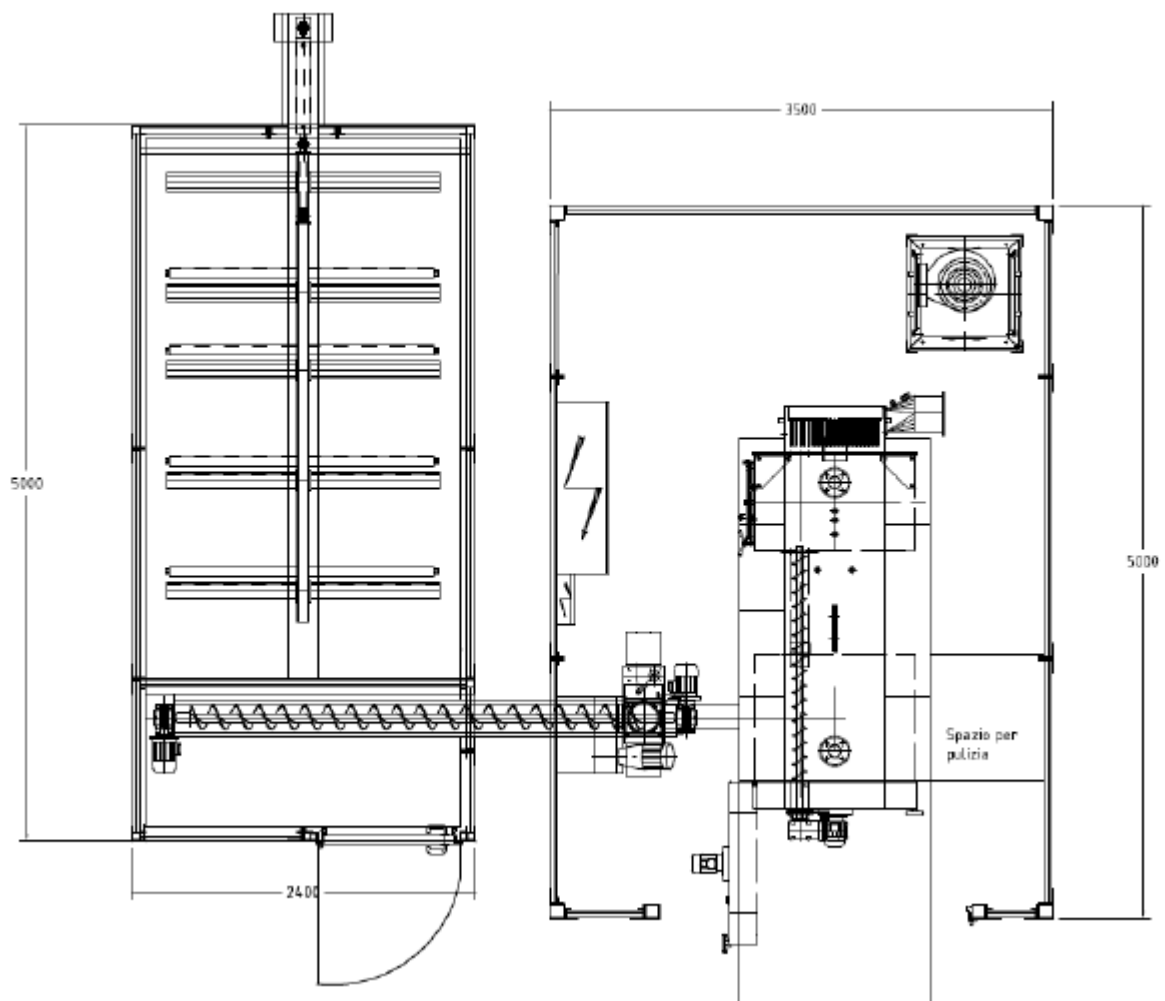


Fig. 126: Lay-out della caldaia a biomassa da integrarsi con celle a effetto Seebeck.

Tabella 20. Caratteristiche tecniche della caldaia a biomassa.

Elemento	Valore
Potenza massima [kW_{th}]	290
Lunghezza [mm]	2.822
Larghezza [mm]	1.330
Altezza [mm]	2.025
Peso [kg]	3.433
Contenuto acqua [litri]	903

Pressione di esercizio [bar]	3
Temperatura di esercizio [°C]	100
Attacco camino [mm]	300

Una volta individuato assieme all'azienda il prodotto più interessante da sviluppare nell'ottica "stand-alone", si sono analizzati i consumi elettrici del modello. Dapprima, si è partiti dall'analisi della potenza installata.

Tabella 21. Potenza installata sulla caldaia a biomassa individuata.

Elemento	Potenza installata [kW]
Coclea di alimentazione biomassa	1,50
Valvola stellare	1,10
Coclea ceneri	1,10
Ventilatore aria primaria	0,37
Ventilatore aria secondaria	0,12
Aspiratore fumi	3,00
Totale	7,19

In realtà, la potenza di picco installata non riflette i reali consumi della caldaia. A seguito di una campagna di rilevazioni e misurazioni condotte sulla caldaia da parte dell'azienda con il monitoraggio di personale dell'Università, è stato possibile determinare una potenza media elettrica assorbita pari a 3,2 kW. Ne segue un fattore di sovradimensionamento del 125%.

A questo punto si è cercato di determinare se fosse possibile ridurre ulteriormente i consumi elettrici medi al fine di ottimizzare l'integrazione tra caldaia e celle a effetto Seebeck. A tale scopo, si sono determinati due indirizzi progettuali:

- ottimizzazione della sezione di aspirazione fumi, cercando di diminuire i consumi dell'aspiratore "aiutandolo" con una quota di tiraggio naturale maggiore rispetto alla condizione attuale;
- applicazione di elementi in grado di convertire l'energia termica prodotta in energia meccanica senza penalizzare eccessivamente le prestazioni della caldaia.

Terminata questa fase di ottimizzazione, è stato possibile determinare una taglia minima per il dimensionamento del sistema con celle ad effetto Seebeck. Come dato di riferimento, si è presa inizialmente in considerazione la cella ad effetto Seebeck HZ-20, già testata in laboratorio. La suddetta cella produce circa 19 W ed occupa una superficie pari a 7,5x7,5cm; se consideriamo un coefficiente di scadimento delle prestazioni pari all'80% e derivante dall'impossibilità di raggiungere le prestazioni di targa all'aumentare del numero di celle installate, si ottiene una capacità produttiva di circa 0,27 W/cm². Pertanto, ipotizzando di voler generare 1 kW elettrico, occorre individuare una porzione della caldaia in cui siano installabili circa 0,37 m² di celle ad effetto Seebeck nelle condizioni di esercizio che ne consentano il funzionamento in condizioni accettabili. Considerando un'efficienza di conversione della cella pari al 4%, occorrerebbe un flusso di calore pari a 25 kW termici attraverso la cella stessa per la generazione statica di 1 kW elettrico.

Il posizionamento delle celle ad effetto Seebeck è ad oggi possibile in tre diverse zone della caldaia:

- sul refrattario della camera di combustione;
- nello scambiatore di calore fumi-acqua;
- al camino.

La soluzione che prevede l'integrazione delle celle sul refrattario della camera di combustione appare come il più interessante, perché va a posizionare le celle in una zona in cui è sicuramente più semplice raggiungere temperature di processo elevate. D'altro canto, occorre conoscere con esattezza il profilo di temperatura all'interno del refrattario per poter valutare l'esatto collocamento delle celle. Inoltre, una soluzione del genere, quantunque tecnicamente fattibile, renderebbe molto complicata (se non impossibile) operazioni di recupero e/o manutenzione sulle celle stesse. Infine, occorre valutare attentamente la variabilità della temperatura in funzione della fiamma in camera di combustione perché, come ampiamente dimostrato, le celle sono particolarmente sensibili alla variazione di temperatura. L'ultima soluzione, cioè quella dell'installazione al camino, rappresenta una soluzione molto più semplice dal punto di vista tecnica (accessibilità, semplificazione progettuale, modularità), ma ha come grosso limite quello di andare a lavorare in una zona della caldaia in cui le temperature di processo sono, per i fumi di combustione, le più basse. La soluzione che prevede l'integrazione delle celle nella zona di scambio fumi-acqua rappresenta una soluzione di compromesso, poiché consente di lavorare con temperatura dei fumi relativamente elevate e stabili, ma conserva la complicazione di rimanere all'interno della caldaia e, quindi, di essere difficilmente accessibile. In questa prima fase di sviluppo sia progettuale che, in futuro, prototipale, si è deciso di valutare due delle soluzioni sopra descritte, ovvero l'installazione nel refrattario e l'installazione al camino, al fine di confrontarne prestazioni (a parità di superficie installata) e costi.

La necessità di ridurre i costi del prodotto finale hanno costretto ad una nuova ricerca di mercato finalizzata al reperimento di celle ad effetto Seebeck che avessero un costo inferiore rispetto alle celle proposte dalla HI-Z Technology,

il cui costo si attesta attorno agli 8-10 €/W_p. La scelta è ricaduta su un prodotto egualmente certificato che presenta un costo di circa 1-2 €/W_p. Di seguito le caratteristiche del nuovo modulo ad effetto Seebeck individuato.

Tabella 22. Caratteristiche tecniche delle nuove celle ad effetto Seebeck.

Grandezza	Valore
Dimensioni cella [mm]	56x56
Spessore [mm]	8
Temperatura di design lato caldo [°C]	300
Temperatura di design lato freddo [°C]	30
Tensione a circuito aperto [V]	17,7
Resistenza ottimale del carico elettrico [Ω]	4,4
Tensione nelle condizioni di design [V]	8,8
Corrente nelle condizioni di design [A]	2
Potenza generata nelle condizioni di design [W]	17,6
Flusso di calore nella cella in condizioni di design [W]	327
Densità del flusso di calore in condizioni di design [W/cm ²]	10,4
Resistenza elettrica interna della cella [Ω]	2,3-2,5

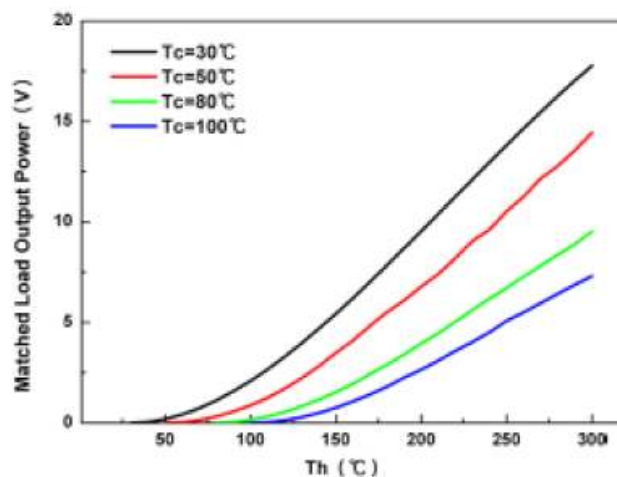


Fig. 127: Potenza elettrica in uscita dalla cella ad effetto Seebeck in funzione della temperatura lato caldo T_h e della temperatura lato freddo T_c .

A parità di condizioni previste per il funzionamento della cella HZ-20 (ovvero 20°C lato freddo e 230°C lato caldo), la nuova cella produce circa 12 W, contro i 19 W della HZ-20. Occorrono, pertanto, un numero superiore di celle per generare i 3 kW elettrici necessari all'autoconsumo della caldaia.

Considerando, come in precedenza, un rendimento di connessione in serie delle celle pari all'80%, occorrono circa 315 celle, da posizionarsi in parte sul refrattario ed in parte al camino, per un costo complessivo pari a 7.500€ circa. L'integrazione risulta pertanto compatibile anche dal punto di vista economico, fermo restando i benefici derivanti dal punto di vista commerciale.

10. Conclusioni

Nel corso del triennio di Dottorato l'attività si è svolta con lo scopo finale di progettare una caldaia a biomasse che produca energia in maniera più efficiente e con un impatto ambientale ridotto attraverso l'integrazione con componentistica avanzata quale un filtro sperimentale antiparticolato ad alta efficienza (sviluppato presso i laboratori DIEM) e le celle ad effetto Seebeck (per la produzione di energia elettrica statica).

L'attività di ricerca del primo anno si è sviluppata nelle seguenti direzioni: è stata completata la progettazione del filtro, l'acquisto dei componenti e la pianificazione dell'attività sperimentale (definizione di prove preliminari da condursi "in bianco", ovvero senza fumi provenienti da processi di combustione, ma con l'aria ambiente, in assenza o presenza del liquido coalescente). Per quanto concerne, invece, le celle ad effetto Seebeck, è stata completata la progettazione, l'acquisto dei componenti e la realizzazione di un primo test facility in cui il fluido caldo era dell'aria ed il fluido freddo dell'acqua. Successivamente, è stata pianificata e realizzata una campagna di prove che si è conclusa con l'analisi dei risultati ottenuti.

L'attività di ricerca del secondo anno si è indirizzata verso i seguenti obiettivi: il filtro antiparticolato è stato assemblato e collaudato. Al termine del collaudo, si è condotta una prima serie di campagne sperimentali "in bianco". In merito alle celle a effetto Seebeck, invece, si è intrapresa la progettazione di un nuovo test facility in cui il fluido caldo fosse rappresentato da un liquido. Successivamente, è iniziata l'attività di reperimento dei componenti ed il relativo assemblaggio.

Per quanto concerne, infine, il terzo anno di attività, si evidenzia quanto segue: il filtro è stato implementato nell'ottica di essere testato in un test facility con caldaia a biomassa da 32 kW. Questi test consentiranno di testare il filtro con fumi di combustione prodotti da diverse tipologie di biomassa; inoltre, si è determinato il protocollo sperimentale che porterà alla determinazione delle prestazioni del filtro in presenza di fumi. Per quanto riguarda le celle ad effetto Seebeck, è stato collaudato e successivamente implementato il test facility ad olio diatermico e si sono pianificate le attività sperimentali da condurre sul suddetto impianto.

Mentre la connessione fisica del filtro antiparticolato precedentemente descritto con una caldaia a biomassa a scopo sperimentale non pone particolari problemi tecnici, l'integrazione tra celle ad effetto Seebeck e la caldaia pone diverse problematiche sia in merito al posizionamento delle celle che in merito alla modalità di integrazione. Sulla base delle evidenze sperimentali direttamente verificate in laboratorio e dei dati disponibili in letteratura, si è intrapreso un percorso per la progettazione di un primo prototipo di caldaia a biomassa da 290 kW integrata con celle a effetto Seebeck e filtro antiparticolato.

11. Bibliografia

Casano G., Piva S., *Experimental investigation of the performance of a thermoelectric generator based on Peltier cells*, Experimental Thermal and Fluid Science, Vol. 35, Pag. 660-669, 2011.

Champier D., Bedecarrats J.P., Rivaletto M., Strub F., *Thermoelectric power generation from biomass cook stoves*, Energy, Vol. 35, Pag. 935-942, 2010.

Chen M., Rosendhal L.A., Condra T., *A three-dimensional model of thermoelectric generators in fluid power systems*, International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 54, Pag. 345-355, 2011.

Erkman F.O., Johnstone H.F., *Collection of aerosols in a Venturi scrubber*, Industrial and Engineering Chemistry, Vol. 43, Pag. 1358-1363, 1951.

Fabbri S., *Elementi di impiantistica meccanica: aria ed acqua*, Edizioni Pitagora, Bologna, 1990.

GSE (Gestore Servizi Energetici), *Rapporto Statistiche Biomasse 2009*, 2009.

Hi-Z Technology, *Use, application and testing of the HZ-14 thermoelectric module*, www.hi-z.com, 2007.

Hsiao Y.Y., Chang W.C., Chen S.L., *A mathematic model of thermoelectric module with applications on waste heat recovery from automobile engine*, Energy, Vol. 35, Pag. 1447-1454, 2010.

Itabia (Italian Biomassa Association), *Caldaie a biomasse per impianti di riscaldamento domestico*, 2007.

Itabia, *Rapporto 2008 – I traguardi della bioenergia in Italia*, 2008.

Johannessen T., Christensen J.A., Simonsen O., Livbjerg H., *The dynamics of aerosols in condensational scrubbers*, Chemical Engineering Science, Vol. 52, Pag. 2541-2556, 1997.

Pellegrini M., Saccani C., *Energia elettrica in Italia: efficienza e risparmio in ambito industriale*, Ambiente & Sicurezza – Il Sole 24 Ore, N. 22, Pag. 89-95, Dicembre 2011.

Pellegrini M., Bianchini A., Giunchi D., Pellegrini M., Saccani C., *Laboratorio di ricerca e sviluppo sulle energie rinnovabili*, Impiantistica italiana, Anno XXIII, n°1, pag. 45-52, 2010.

Pellegrini M., Bianchini A., Saccani C., *Hot Waste to Energy flue gas treatment using an integrated fluidised bed reactor*, Waste Management, vol.29, n°4, pag. 1313-1319, 2009.

Pellegrini M., Bianchini A., Saccani C., *Sull'utilizzo di fonti rinnovabili per la produzione di energia e integrazione con impianti industriali*, XV Fiera Internazionale "Ecomondo" del Recupero di Materia ed Energia e dello Sviluppo Sostenibile - La piattaforma regionale Energia e Ambiente: un percorso di ricerca industriale presso i tecnopoli e le aziende operanti nel settore, Rimini, 9-12 Novembre 2011, Italia.

Thomas D., Penicot P., Contal P., Leclerc D., Vendel J., *Clogging of fibrous filters by solid aerosol particles – experimental and modeling study*, Chemical Engineering Science, Vol. 56, Pag. 3549-3561, 2001.

Tomassetti G., *Dati ufficiali, ufficiosi, prevedibili sulle biomasse ad uso energetico in Italia a fine 2010 e sulla copertura degli impegni al 2020*, Federazione Italiana per l'uso Razionale dell'Energia (FIRE), 2009.

Vincenzi P., *Componentistica avanzata per un impianto di combustione a biomassa*, Tesi di Laurea, 2009.

Wakeman R., *The influence of particle properties on filtration*, Separation and Purification Technology, Vol. 58, Pag. 234-241, 2007.